

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování - 340

**Návrh konstrukčního řešení podvozkového rámu stroje na
zpracování r-materiálu**

Constructional Solution Design of Undercarriage Machine Frame
for r-Stuff Treatment

Student:

Jan Hurta

Vedoucí bakalářské práce:

Dr. Ing. Jaroslav Melecký

Ostrava 2013

Zadání bakalářské práce

Student: **Jan Hurta**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení
Specializace: 21 Konstrukce výrobních strojů a zařízení
Téma: **Návrh konstrukčního řešení podvozkového rámu stroje na zpracování
r-materiálu
Constructional Solution Design of Undercarriage Machine Frame for
r-Stuff Treatment**

Zásady pro vypracování:

Navrhnete konstrukci podvozkového rámu zpracovatelské linky na recyklaci r-materiálu. Uvažované zatížení na podvozek:

- r-materiál 2400 kg

- vibrační dopravník cca 3100 kg

Vytvořte model v SW Autodesk Inventor. Proveďte základní pevnostní výpočet metodou FEM. Uvažujte občasný provoz po komunikacích.

Bližší specifikaci nutných technických údajů provede firma Czomag a.s.

Seznam doporučené odborné literatury:

JEŘÁBEK, K. *Metodika navrhování strojů*. 1.vyd. Praha, Ediční středisko ČVUT Praha, 1999. 119 s.

SERENSEN, S. V., KOGAJEV, V. P., ŠNEJDEROVIČ, R.M. *Únosnost a pevnostní výpočty strojních součástí*. Praha, SNTL, 1967.

LEINVEBER, J., VÁVRA, P. *Strojnické tabulky* (4. přepracované vydání). Úvaly, 2008, ALBRA – pedagogické nakladatelství. 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7.

MYNÁŘ, V. A KOL. *Části strojů*. VŠB-TU Ostrava, 1978. 398 s.

ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.

ČSN ISO 690 *Bibliografické citace*. Obsah, forma a struktura. Praha: Český normalizační institut, 1996. 32 s.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **Dr.Ing. Jaroslav Melecký**

Datum zadání: 14.12.2012

Datum odevzdání: 20.05.2013

doc. Dr.Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry

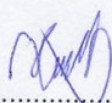


doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě
19.5.2013


.....


podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. - autorský zákon, zejména §35 - užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 - školní dílo.
- беру на ве́доміі, že Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk bakalářské práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o bakalářské práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB - TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo - bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́доміі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o veřejných školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě 19.5.2013


.....
podpis studenta

Adresa trvalého pobytu :

Petřvaldská 482
739 34 Šenov

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

HURTA, J. *Návrh konstrukčního řešení podvozkového rámu stroje na zpracování r-materiálu*. Ostrava: Katedra výrobních strojů a konstruování, Fakulta strojní VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2013, 67 s. Bakalářská práce, vedoucí: Melecký, J.

Cíl bakalářské práce je navrhnout konstrukci podvozkového rámu pod soustavu stroje. V práci je navržena celková koncepce podvozkového rámu stroje a výsledná varianta je podrobena pevnostní kontrole. V práci jsou uvažovány dva základní stavy. Prvním, kdy bude stroj připraven k přepravě, tedy bez zatížení R-materiálu a bude tedy stát na kolech. Druhým, kdy stroj bude v pracovní pozici, tedy na nohách. V teoretické části je uveden souhrn informací týkajících se rámu vozidla a jednotlivé vybrané návrhy.

ANNOTATION BACHELOR THESIS

HURTA, J. *Constructional Solution Design of Undercarriage Machine Frame for r-Stuff Treatment*. Department of Production Machines and Design, Faculty of Mechanical Engineering, VŠB-Technical University of Ostrava, 2013, 67 pages. Bachelor Thesis, supervised by: Melecký, J.

The main target of this bachelor thesis is to design a construction of an undercarriage frame under the vehicle system. There is proposed an overall conception of the undercarriage frame of the vehicle in this work and the final option is put to the test of the strength. There are two basic states considered in the thesis. In the first state, the vehicle is prepared for a transport, so it is without the load of r-Stuff Treatment and will stand on the wheels. In the second state, when the vehicle will be in working position, it will stand on the legs. In the theoretical part, there are summary of information regarding to the frame of the vehicle and particular designs presented.

Poděkování

Děkuji vedoucímu mé bakalářské práce Dr. Ing. Jaroslavu Meleckému za ochotu při odborných konzultacích, dále také Ing. Stanislavu Burešovi za pomoc při konstrukčních problémech. A v neposlední řadě také panu Bořivoji Rozsivalovi jednateři společnosti MOS Šitbořice spol. s.r.o. za pomoc, zvláště při začátcích bakalářské práce.

Seznam použitého značení

d	průměr	[mm]
g	gravitační zrychlení	$[\text{mm}\cdot\text{s}^{-2}]$
k	součinitel bezpečnosti	[ul]
l, l_x, l_n	délka	[mm]
p	tlak	[MPa]
p_D	dovolené tlakové napětí	[MPa]
s_1, s_2, a, b	šířka	[mm]
w	posunutí	[mm]
F, F_l	síla	[N]
H_{pr}	hmotnost pracovního rámu	[kg]
H_R	hmotnost R-materiálu	[kg]
H_{vd}	hmotnost vibračního dopravníku	[kg]
M_{oMAX}	max. ohybový moment	$[\text{N}\cdot\text{mm}]$
S_1, S_2, S	plocha	$[\text{mm}^2]$
V	objem	$[\text{mm}^3]$
$X_1, X_2, Y_1, Y_2, Z_1, Z_2$	vibrace	$[\text{mm}\cdot\text{s}^{-1}]$
σ_{Do}	dovolené ohybové napětí	[MPa]
σ_o	ohybové napětí	[MPa]
σ_t	napětí v tahu	[MPa]
σ_{tD}	dovolené napětí v tahu	[MPa]
σ_{VM}	napětí Von Misses	[MPa]
τ	smykové napětí	[MPa]
τ_D	dovolené smykové napětí	[MPa]

Obsah

1. Úvod.....	11
2. Výtahy ze zákona.....	12
3. Přípojná vozidla	14
3.1 Návěs	14
3.2 Přívěs	14
4. Konstrukční části	15
4.1 Pneumatiky a kola.....	15
4.2 Zavěšení kol	15
4.2.1 Tuhá náprava.....	16
4.3 Odpružení.....	16
4.3.1 Listové pružiny	17
4.4 Brzdy.....	17
4.5 Spojovací čepy	18
5. Měření.....	19
6. Spouštění a zvedání pracovního rámu	20
6.1 Hydraulické zařízení	20
6.2 Pneumatické.....	21
6.3 Lineární aktuátor.....	22
6.4 Šroubové zvedáky.....	23
6.5 Navíjedla	24
7. Změna šířky	24
7.1 Výpočty:.....	25
8. Návrh rámu	27
9. Zajištění pracovního rámu	27
9.1 Zajištění proti posunutí ve směru X.....	28
9.2 Zajištění proti posunutí ve směru Y	29
9.3 Zajištění proti posunutí ve směru Z	30
10. Vlastní návrh rámu.....	31
10.1 Přípojně vozidlo	31
10.2 Pneumatiky	32
10.3 Náprava.....	32
10.4 Brzdy.....	32
10.5 Zavěšení za tahač	33
10.6 Podvozkový rám	33

10.7	Pracovní rám	34
10.8	Spojení a vymezení pracovního rámu.....	34
10.9	Zvedání a spouštění	35
11.	Výpočty.....	36
11.1	Návrh kladnice	36
11.2	Kontrola navrženého spojení rámu	39
11.2.1	Kontrola čepu.....	39
11.2.2	Kontrola ocelových desek.....	40
12.	Pevnostní kontrola rámu	41
12.1	Kontrola podvozkového rámu	41
12.2	Pracovní rám	51
13.	Závěr	63
14.	Literatura.....	64
15.	Přílohy.....	66
15.1	Výkresová dokumentace	66
15.2	VÝPOČET SIL	66

1. Úvod

Recyklace je obecně přetvoření již stávajícího výrobku na znovu použitelný materiál. Je důležitá jak z ekonomických důvodů, tak pro ochranu životního prostředí.

U recyklace vozovek se hovoří o tak zvaném R-materiálu, který se získává tím, že se frézuje z již vybudovaných cest či parkovišť. R-materiál se dále třídí a drtí na požadovanou velikost zrn pro zpracování. Rozdrcený R-materiál se v další fázi přivádí do zpracovatelské linky. V našem případě tedy do vibračního dopravníku, kde se bude posouvat a zároveň zahřívat ohřívacími panely, které jsou umístěny nad vibračním dopravníkem a umožňují požadovaný sklon a naklápění a tím regulaci teploty. Tímto způsobem se obnoví struktura materiálu, který je připraven k použití. Po výstupu z dopravníku se R-materiál naloží pomocí pásového dopravníku do korby nákladního automobilu a doveze se k místu vykládky ještě za tepla.

Mobilní výrobní linka bude tedy obsahovat vibrační dopravník zavěšený na čtyřech místech k rámu stroje. Vibrace budou tlumit pružiny, přes které bude dopravník zavěšen. Rám dále bude obsahovat ohřívací panely, výsuvné nohy, na kterých bude v pracovní pozici držet. A také násypku a výsypku materiálu. Rám bude připevněn k podvozkovému rámu, který se přes systém odpružení bude pohybovat po komunikacích.

2. Výtahy ze zákona

PŘÍLOHA 14

PODROBNĚJŠÍ ROZDĚLENÍ DRUHŮ VOZIDEL A POUŽÍVÁNÍ NÁZVŮ A ZKRATEK DRUHŮ VOZIDEL PŘI VYPLŇOVÁNÍ TECHNICKÝCH PRŮKAZŮ, TECHNICKÝCH OSVĚDČENÍ A SCHVALOVACÍCH DOKUMENTŮ K VOZIDLŮM

Druhem silničního vozidla se rozumí:

- | | |
|------------------------|-------------------|
| a) motocykl | kategorie L |
| b) osobní automobil | kategorie M1 |
| c) autobus | kategorie M2 a M3 |
| d) nákladní automobil | kategorie N |
| e) speciální automobil | kategorie N |
| f) přípojně vozidlo | kategorie O |
| g) ostatní vozidla | kategorie R |
| - jízdní kolo | |
| - potahové vozidlo | |

Druhem zvláštního vozidla se rozumí:

- | | |
|---|---------------------|
| a) traktor | kategorie T |
| b) přípojná vozidla traktorů | kategorie OT |
| c) pracovní stroj | kategorie SS, Sp, |
| d) nemotorové vozidlo nebo nemotorový pracovní stroj tažený nebo tlačенý pěšky
jdoucí osobou | |
| e) ostatní vozidla | kategorie R |

§ 15

Největší povolené hmotnosti (limitní) silničních vozidel, zvláštních vozidel a jejich rozdělení na nápravy (K § 2 odst. 5, 6 a 7 zákona)

(1) Největší povolené hmotnosti na nápravu vozidla nesmí překročit

d) u dvojnápravy přípojných vozidel součet zatížení obou náprav dvojnápravy nesmí překročit při jejím dílčím rozvoru

3. od 1,3 m a méně než 1,8 m 18,00 t,

(2) Největší povolená hmotnost silničních vozidel nesmí překročit

d) u přívěsů se dvěma nápravami 18,00 t,

(5) Okamžitá hmotnost vozidla (soupravy) nesmí překročit největší povolenou hmotnost vozidla (soupravy). V případě znečištění (např. bláto, sníh, voda) se připouští překročení největší povolené hmotnosti vozidla (soupravy) maximálně o 3 %.

(8) U vozidel kategorií M, N, O a L v provozu se připouští nerovnoměrnost rozložení okamžité hmotnosti vozidla na kola jednotlivých náprav mezi pravou a levou polovinou, pokud to dovoluje únosnost pneumatiky, nejvýše však 15 % hmotnosti připadající na nápravu. Tato hodnota však může být překročena, pokud výrobce stanoví pro vozidlo a jeho určitou hmotnost rozmezí přípustných poloh těžiště nákladu a uvede tyto údaje v příručce pro uživatele vozidla.

(10) U vozidel kategorií T, OT, SS a SPT se připouští nerovnoměrnost rozložení okamžité hmotnosti vozidla na kola jednotlivých náprav mezi pravou a levou polovinou, pokud to dovoluje únosnost pneumatik:

a) u vozidel kategorií T a OT nejvýše 15 % hmotnosti připadající na nápravu,

§ 16

Největší povolené rozměry vozidel a jízdních souprav

(K § 2 odst. 5, 6 a 7 zákona)

(1) Největší povolené rozměry (bez plusové tolerance) vozidel a jízdních souprav včetně nákladu jsou

a) největší povolená šířka

2. vozidel kategorií M2, M3, N, O, OT, T 2,55 m,

b) největší povolená výška

1. vozidel (včetně sběračů tramvají a trolejbusů v nejnižší pracovní poloze) 4,00 m,
- c) největší povolená délka
13. soupravy traktoru s jedním přívěsem (návěsem) 18,00 m,

3. Přípojná vozidla

3.1 Návěs

Návěs je přípojně nemotorové vozidlo. Část tohoto návěsu je přímo připojena na tahače návěsů a tedy i část hmotnosti se přenáší na návěs. Návěsy disponují velkou ložnou plochou a proto je použití návěsů velmi používané a rozšířené například v nákladní silniční dopravě.



Obr. 3.1a – 3-nápravový valníkovaný návěs [14]

3.2 Přívěs

Přívěs je nemotorové přípojně vozidlo, které je poháněno tažením jiným, zpravidla motorovým, vozidlem (osobním automobilem, přívěsovým tahačem či traktorem). Na rozdíl od návěsu se na tažné vozidlo přenáší jen malá část hmotnosti přívěsu. Z motorového vozidla, které táhne přívěs v běžném silničním provozu, obvykle bývá technickými prostředky zajištěno správné brzdění taženého vozidla během jízdy a dále elektrická signalizace, tedy ovládání (či elektrické napájení) brzdových, obrysových a odbočovacích světel umístěných na přívěsu. U autobusových a obytných přívěsů se může jednat též o elektrické osvětlení (popř. vytápění) uvnitř taženého vozidla. [1]

Druhy přívěsů:

Traktorový přívěs

Nákladní přívěs



Obr. 3.2a – 2-nápravový valníkový přívěs [15]

4. Konstrukční části

4.1 Pneumatiky a kola

Kolo s pneumatikou je spojovacím článkem mezi vozidlem a vozovkou. Vozidlová kola nesou hmotnost vozidla a nákladu, přenášejí hnací a brzdící momenty a boční síly. Dále jsou důležitým činitelem v pružící soustavě vozidla z hlediska zvětšení jízdního pohodlí a bezpečnosti jízdy. Vozidlová kola sestávají ze dvou částí: z pneumatik a kola. [2]

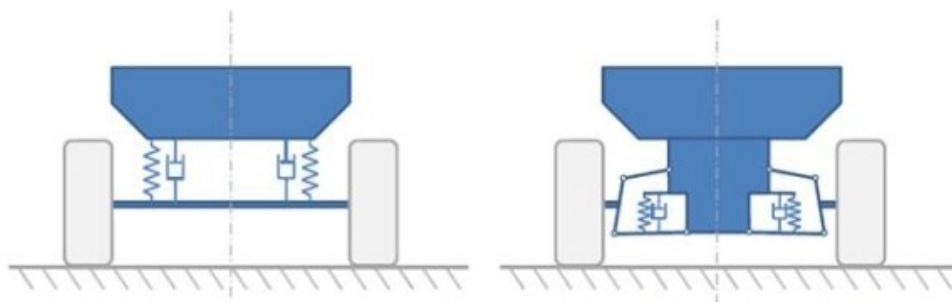
Funkce pneumatik: vedení směru, nesení zátěže, tlumení, valivý pohyb, přenos výkonu.

4.2 Zavěšení kol

Pod pojmem „zavěšení kol“ rozumíme způsob připojení kol k rámu nebo karoserii vozidla. Zavěšení kol má tyto funkce: umožňuje svislý relativní pohyb kola vzhledem ke karoserii nebo rámu, potřebný z hlediska propružení a eliminuje na přijatelnou hodnotu nežádoucí pohyby kola (zejména boční posuv a naklápění kola) jde o tzv. vedení kola.

Druhy zavěšení kol:

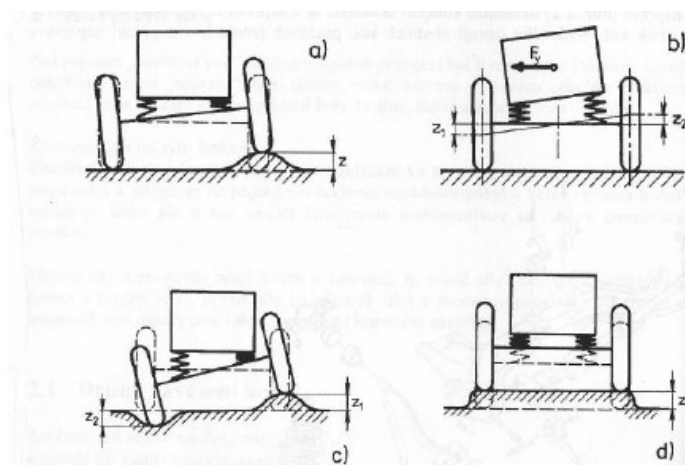
- závislé zavěšení (tuhá náprava)
- nezávislé zavěšení (všechny ostatní typy náprav)



Obr. 4.2a – Vlevo - závislé zavěšení, Vpravo - nezávislé zavěšení [16]

4.2.1 Tuhá náprava

Tuhá náprava je nejstarší a dnes stále ještě užívaný druh zavěšení kol. Používá se u nákladních automobilů, autobusů, přípojných vozidel, u terénních automobilů a užitkových (dodávkových) automobilů.



Obr. 4.2b – Možnosti propružení tuhé nápravy vzhledem ke karoserii: a) jednostranné, b) protiběžné při zatáčení vlivem odstředivé síly, c) protiběžné, d) stejnoměrné [2]

4.3 Odpružení

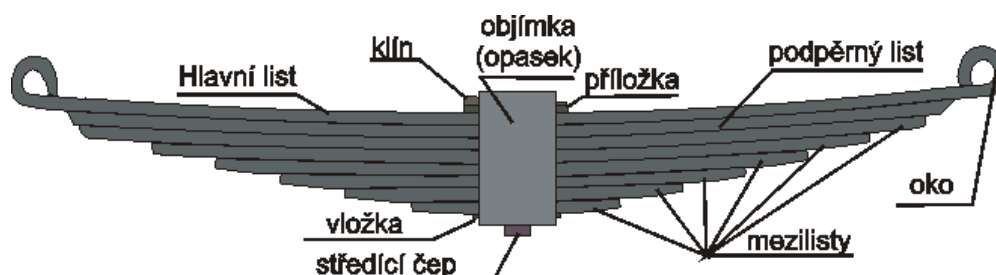
Odpružením se zmenšuje přenos kmitavých pohybů náprav vozidla na jeho podvozkové části. Chrání tak posádku, popřípadě náklad před nežádoucími otřesy. Odpružení také zvyšuje životnost některých dílů podvozku a zajišťuje stálý styk pneumatiky s vozovkou i při přejíždění výmolů. Tím je zajištěn přenos obvodových sil (hnacích a brzdících). [2]

Dle materiálu rozeznáváme tyto pružiny:

- ocelové (listové, vinuté, torzní)
- pryžové
- vzduchové (pneumatické)
- vzduchokapalinové (hydropneumatické)
- pryžokapalinové (hydroelastické)

4.3.1 Listové pružiny

Listové pružiny se používají zejména u nákladních automobilů a ojediněle na zadních nápravách osobních automobilů. Listová pružina je svazek plátů z pružné oceli, které jsou na sebe naskládány a zpravidla spojeny třmeny. Listové pružiny jsou většinou umístěny v rovinách rovnoběžných s podélnou rovinou vozidla. Protože listové pružiny mění při propružení svoji délku, je jeden konec obvykle uchycen otočně a druhý tak, aby mohl vymezit délkové rozdíly při propružení (klouže v kluzné opěře, nebo vykyvuje na pomocném třmenu). [2]



Obr. 4.3a – Listová pružina [22]

4.4 Brzdy

Z hlediska bezpečnosti jsou brzdy nejdůležitější částí vozidla. Jejich účelem je snížit rychlost jízdy vozidla, úplně zastavit vozidlo, nebo zajistit již stojící vozidlo proti rozjetí. Motorové vozidlo musí být vybaveno nejméně dvěma na sobě nezávislými brzdami s předepsaným účinkem. Ovládání brzd: mechanické, pneumatické nebo hydraulické. Brzdění se dosahuje záměrným třením mezi pevnými a rotujícími částmi brzdy. [3]

Brzdové ústrojí se skládá z:

- ústrojí pro dodávku energie
- ovládacího ústrojí

- převodu (mechanický, kapalinový, vzduchový, elektrický)
- kolové brzdy

Podle účelu můžeme rozdělit brzdění:

- provozní (nožní) - má obvykle nožní ovládání a slouží ke zpomalování jedoucího silničního vozidla nebo k zastavení při všech existujících režimech jeho jízdy.
- parkovací - ovládání bývá většinou ruční, jejím úkolem je zabránit rozjetí stojícího vozidla jak na rovině tak také ve svahu.
- odlehčovací (retardéry)
- nouzové

Kolové brzdy se dělí:

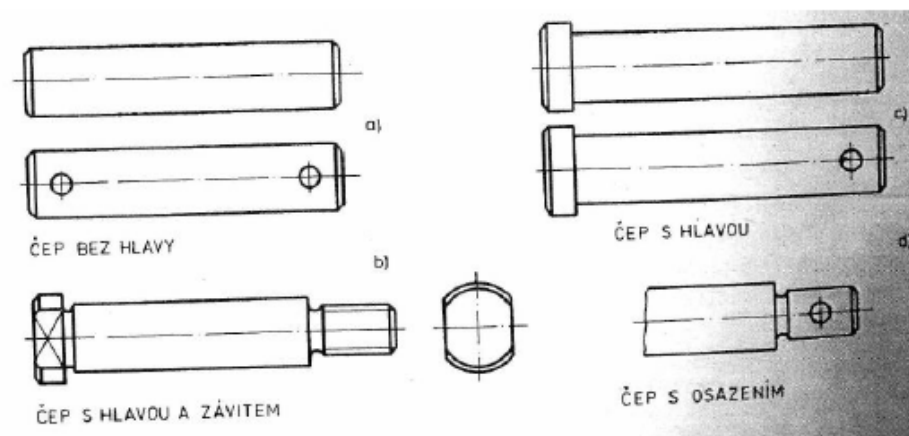
- kotoučové
- bubnové

Brzdové soustavy se dělí dle přenosu síly:

- přímočinné - soustava s mechanickým převodem síly (mechanické brzdy)
- přímočinné - soustava s kapalinovým převodem síly (tzv. kapalinové brzdy), síla se dodává svalovou silou řidiče (L, dříve M1)
- přímočinné s posilovačem - soustava s kapalinovým převodem síly (tzv. kapalinové brzdy), síla se dodává svalovou silou řidiče a alespoň jedním ústrojím pro dodávku energie (M1, M2, N1, N2)
- strojní - soustava se vzduchovým převodem síly (tzv. vzduchové brzdy), síla se dodává alespoň jedním ústrojím pro dodávku energie (M2, M3, N2, N3). [3]

4.5 Spojovací čepy

Používají se k otočnému, rozebíratelnému spojení strojních součástí. Je to kloubové spojení, dovolující vzájemné natočení součástí. Čepy jsou většinou uloženy s vůlí a mohou přenášet pouze kolmá zatížení působící k ose čepu. Čepy se zajišťují proti osovému posunutí závlačkami, podložkami, maticí, pružnými pojistkami a podobně. Hlavní rozdělení čepů je na tzv. čep s hlavou a bez hlavy, dále mohou být například s různým odsazením či dírou pro závlačku. Spojovací čepy jsou normalizovány.



Obr. 4.5a – Spojovací čepy [4]

5. Měření

Dne 25. 3. 2013 jsme se byli podívat na prozatímní „prototyp“ stroje, který se nacházel kousek od Brna v areálu Pánská Lichá. Testují zde posuv zrna na vibračním dopravníku za určitou dobu, výkon dopravníku a samotný ohřev pomocí dvou rozdílných topidel. Bohužel v době, kdy jsme zde dorazili, nebyly zrovna vhodné podmínky na testování. Viděli jsme tak zapnutý vibrační dopravník a práci topidel, ale i za to jsme byli vděční.

Zde jsme provedli pomocí ručního přístroje na měření vibrací orientační měření. Měření jsme prováděli na více místech, vícekrát. Vibrace jsme měřili na stojinách ve třech směrech a orientačně také samotné vany, ale pouze v jednom směru.



Obr. 5a – Směr měření vibrací

Vana měřena ve směru y. V tabulce se udává u směru indexu číslice. Ta udává, zda šlo o první, či druhou „nohu“, přičemž první je u násypky a druhá je na výsypné straně.

Směr	X1	X2	Y1	Y2	Z1	Z2	Vana
Průměrná hodnota vibrací v [mm/s]	0,9	0,7	0,7	0,4	1,3	10,3	58

Obr. 5b – Tabulka s naměřenými hodnotami



Obr. 5c – Vibropen-přístroj na měření vibrací [5]

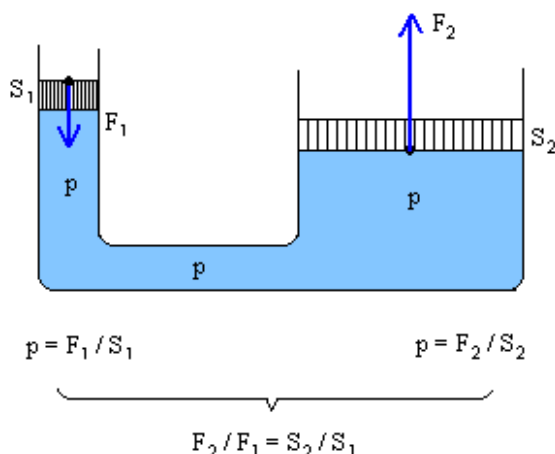
6. Spouštění a zvedání pracovního rámu

Proč se vlastně od sebe musí oddělit rám? Oddělitelnost podvozkového rámu od rámu pracovního je velice důležitá. Rám se musí oddělit dostatečně na to, aby se nepřenášely vibrace z pracovního rámu na podvozkový rám. I když vibrace přenášené z vibračního dopravníku přes pružiny na nohy jsou již dostatečně utlumené a na pohled nepatrné (viz kapitola č. 5 Měření). Je nutné, aby se nepřenášely vůbec. Je totiž nežádoucí, aby na podvozkovém rámu, na kterém budou připevněny topidla s vedením plynu, objevily vibrace. Možností ke zvedání a spouštění se nachází hned několik.

6.1 Hydraulické zařízení

Hydraulické zařízení je mechanický stroj. Hlavní části tvoří nádoba, dva písty a mezi nimi uzavřená kapalina. Nejčastěji se používá hydraulický olej. Princip hydraulického zařízení vychází z Pascalova zákona. Síla působící na píst vytváří v kapalině tlak, který se

přenesení na druhý píst. Většinou působí menší síla na menší plochu prvního pístu a na druhém pístu se podle obsahu plochy pístu síla zvýší.



Obr. 6.1a – Princip hydraulického zvedáku, vztahy [6]

Mezi hydraulická zařízení patří např. hydraulický zvedák, hydraulické brzdy, hydraulický lis.



Obr. 6.1b – Praga V3S M6 nosič kontejnerů, ukázka hydraulických noh [7]

6.2 Pneumatické

Pneumatické zařízení je mechanický stroj, který využívá tlaku plynu k přenesení nebo zvětšení síly. Pneumatická zařízení využívají často i rozdíl mezi atmosférickým tlakem a tlakem plynu (přetlak nebo podtlak), příp. proudění plynu.

Princip pneumatických zařízení spočívá v tom, že stlačením plynu v uzavřené nádobě se zvětší tlak ve všech místech plynu. Naopak zvětšením objemu se tlak ve všech místech

plynu zmenší. Tím se síla působící na píst na jedné straně nádoby přenesse na píst na druhé straně. Přitom velikostí pístu lze ovlivnit i velikost síly, na větší píst působí větší tlaková síla, na menší píst působí menší síla.[8]

Příklady pneumatických zařízení

Kompresor (zdroj stlačeného plynu pro další aplikace), sací brzda, stříkácí pistole, pneumatická vrtačka, pneumatické kladivo.



Obr. 6.2a – Pneumatický zvedák J-3 [9]

6.3 Lineární aktuátor

Lineární aktuátory jsou určeny pro přímočaré vedení zvedání a spouštění. Využívá se u nich stejnosměrný motor s pohybovým šroubem. Lineární aktuátor může obsahovat spínače krajních poloh a je možné změnit směr pohybu změnou polarity napájecího zařízení. Rychlost a sílu lze ovlivnit pomocí výšky napětí.



Obr. 6.3a – Lineární aktuátor [10]

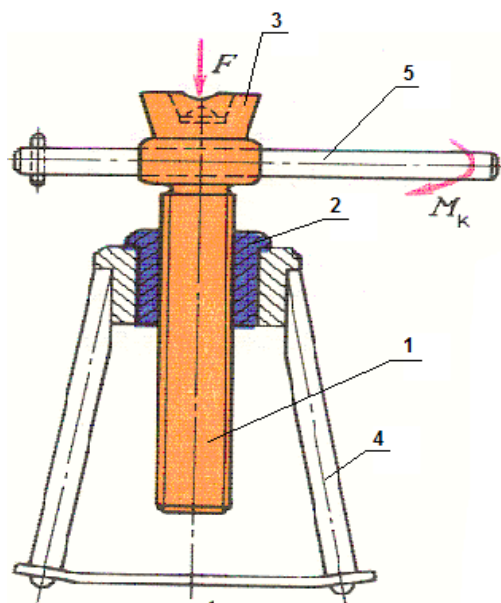
Všechny tyto formy jsou pohodlné pro obsluhu jak z energetického hlediska, tak z časového. Ovšem nevýhodou u všech těchto uvedených druhů bude určitě pořizovací cena. Nejen pořizovací cena ale i náročnost co by do výbavy strojních dílu a součástí. Například u pneumatického zvedání by musel být poblíž buď kompresor, nebo být přímo

součástí stroje a podobně. Z těchto důvodů a z „požadavků“ firmy jsem tyto druhy zvedání a spouštění zamítl.

Dále jsem se tedy zaměřil na „ruční“ pohon.

6.4 Šroubové zvedáky

Hnací síla působí na ruční páce, otáčí šroubem vedeným v matici v podstavci. Osová síla šroubu působí přes otočnou hlavici na břemeno, které se otáčením šroubu zdvihá nebo spouští.



Obr. 6.4a – Šroubový zvedák. 1 - šroubové vřeteno, 2 - matice, 3 - otočná opěrka, 4 - stojan, 5 - páka [11]

Šroub je jednochodý, samosvorný; účinnost zvedáku je 30 až 40 %. Nosnost podobných zvedáků bývá 2 až 35 t, zdvih 100 až 300 mm při hmotnosti 5 až 50 kg. V porovnání s hřebenovými zvedáky jsou výrobně levnější, ale mají malou účinnost a zvedají pomaleji. [11]

Funkce:

Pomocí páky (5) se otáčí šroubovým vřetenem (1). Podle smyslu otáčení se šroubové vřeteno buď zašroubovává, nebo vyšroubovává do matice (2). Otočná opěrka (3) je uložena otočně, aby nedošlo k poškození zvedaného břemene a také proto, aby nebyl tak velký odpor proti otáčení.

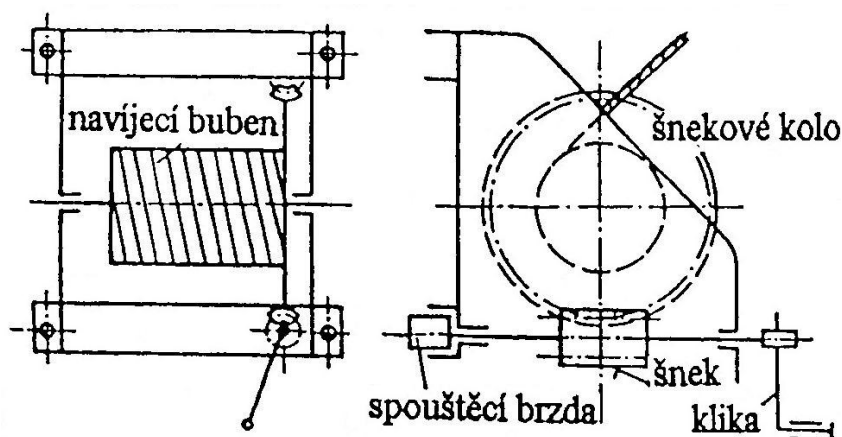
Do výhod této metody by šla určitě zařadit samosvornost šroubu, která by v tomto případě byla i důležitá z hlediska zastavení podvozku v požadované výšce. Jako nevýhody

této metody lze uvést: za předpokladu že by bylo šroubové spojení uprostřed pod vanou a na každé straně jedno (násypné a výsypné straně), muselo by být uloženo například v otočných kloubech, které by se vypořádaly s kyvným posunem směrem dolů. Jako další nevýhodu za předpokladu uvedených výše by bylo vytvoření určitého vedení (či dlouhé tyče) tak, aby se dal šroub ovládat bezpečně z venku stroje a ne pod strojem, kde by bylo spojení.

6.5 Navíjedla

Zvedání pomocí navíjedla s ocelovým lanem a brzdou.

Navíjedla se používají k zvedání břemen nebo navíjení vozíků, síla je vyvozena lanem, většinou ocelovým. Lano se navíjí na buben. Buben je poháněn přes převod (ozubený, šnekový, řetězový, třecí). Navíjecí zařízení je opatřeno brzdou. Zvedají se břemena těžká až 5 tun, výjimečně až 15 tun. Pohon je ruční nebo elektrický, výjimečně se používá spalovací motor.

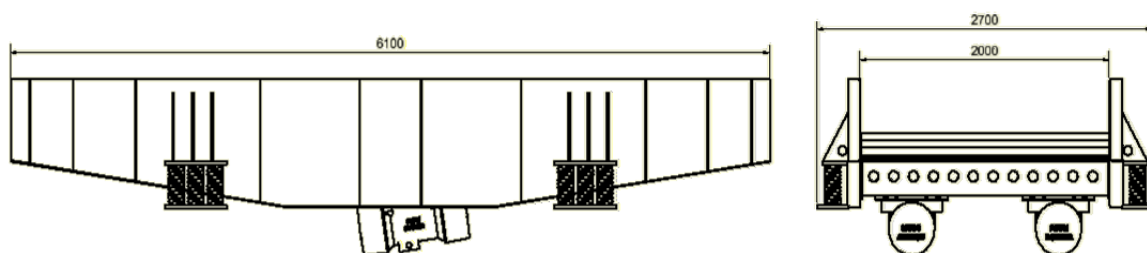


Obr. 6.5a – Navíjedlo [12]

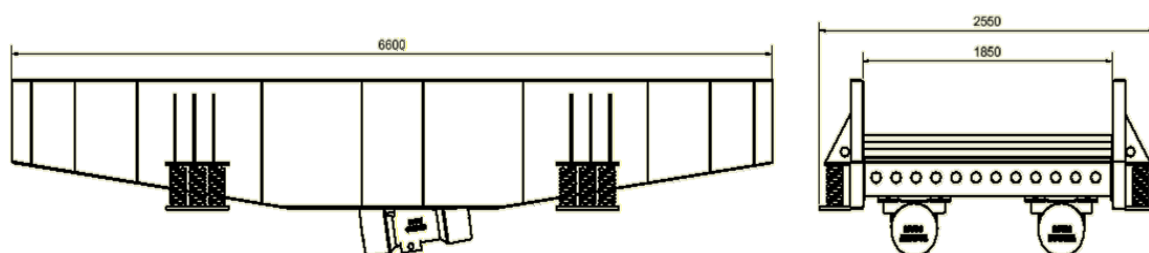
7. Změna šířky

Maximální rozměry jsou určeny dle zákona (viz kapitola 2). Maximální šířka je dána 2550 mm. Původní návrh vibračního dopravníku počítal s rozměry 6100 mm jako celkovou délkou a 2610 mm jako šířku, při šířce 2000 mm pro dopravovaný materiál. Maximální šířka tak, jak byla dána, není přípustná. Proto je třeba ji upravit. Níže uvedené výpočty vycházejí z ploch vibračního dopravníku. Původní návrh počítá s objemem výroby 120t/den. A ten je třeba dodržet i po přepracování. Vypočetl jsem tedy obsah plochy pro přepravování R-materiálu pro původní návrh. Upravil jsem celkovou šířku na maximálních

2550mm a prodloužil délku. Prodloužení na délku nevadí, jelikož všechny komponenty jako např. nahřívací panely se budou dělat na míru a tak se přizpůsobí.



Obr. 7a – Vibrační dopravník před úpravou rozměrů [17]



Obr. 7b – Vibrační dopravník po navrhované úpravě rozměrů [17]

7.1 Výpočty:

Obsah plochy původního dopravníku

$$l = 6100 \text{ mm}$$

$$s_1 = 2000 \text{ mm}$$

$$S_1 = l \cdot s_1 \quad (7.1)$$

$$S_1 = 6100 \cdot 2000$$

$$S_1 = 12200000 \text{ mm}^2$$

Obsah plochy navrhovaného dopravníku

$$l = 6100 \text{ mm}$$

$$s_2 = 1850 \text{ mm}$$

$$S_2 = l \cdot s_2 \quad (7.2)$$

$$S_2 = 6100 \cdot 1850$$

$$S_2 = 11285000 \text{ mm}^2$$

Odečet ploch

$$S = S_1 - S_2 \quad (7.3)$$

$$S = 12200000 - 11285000$$

$$S = 915000 \text{ mm}^2$$

Prodloužení

Plocha odečtených ploch se musí rovnat součinu nové šířky a nové přídatné délky l_x .

$$S = s_2 \cdot l_x \quad (7.4)$$

$$l_x = \frac{S}{s_2}$$

$$l_x = \frac{915000}{1850}$$

$$l_x = 494,59 \text{ mm}$$

Nová délka

$$l_n = l + l_x \quad (7.5)$$

$$l_n = 6100 + 494,59$$

$$l_n \doteq 6600 \text{ mm}$$

Z výpočtu tedy plyne, že nová délka bude dlouhá 6600 mm.

Další možností jak ušetřit místo a neprodlužovat vibrační dopravník by byl jiný konstrukční návrh připevňujících částí tohoto dopravníku. Například jako vložení uchycení pružin pod dopravník, tím by se ušetřilo značné místo po boku dopravníku na úkor výšky. Tímto návrhem jsem se ale nezabýval.

Pomocí tohoto návrhu a výpočtů výše, jsem si tedy stanovil potřebné rozměry pro konstrukci rámu. Všechny rozměry jsem navrhoval s ohledem na dané rozměry vibračního dopravníku. Pozor jsem si hlavně musel dát na umístění vibračních motorů, které jsou pod vibrační vanou a také na rozmístění roztečí úchytnů pro přípojně nohy, ke kterým bude vibrační vana připojena.

8. Návrh rámu

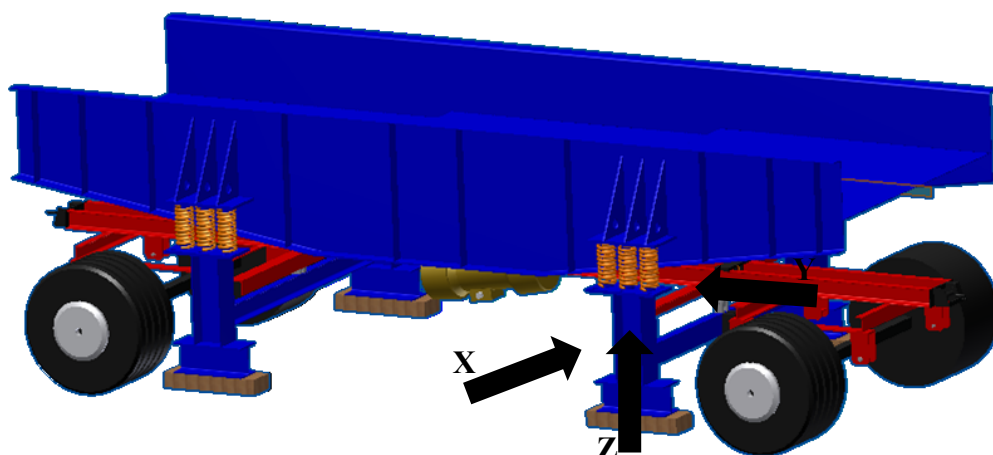
V této kapitole bych rád uvedl návrhy podvozkového rámu.

První koncepce je uvažovaná jako jedno-dílný rám žebřinového tvaru. Je složen z profilů, ke kterému je připevněn z vrchní části vibrační dopravník a ze spod jsou připevněny nápravy. Koncepce počítá s tím, že jak při přepravě tak v pracovním režimu, tedy kdy se bude přepravovat na dopravníku R-materiál, bude stroj stát na pneumatikách. Tuto variantu lze dále rozlišit dle umístění pneumatik. Zda budou umístěny pod rámem, a tím by se ušetřilo místo po boku dopravníku. Tedy maximální šířka, která je dána zákonem na 2550 mm (viz kapitola 2). Anebo, by byly pneumatiky umístěny vedle rámu na úkor šířky vibračního dopravníku, ale zpracovávající linka by nebyla tak vysoká. Omezením této koncepce jsou vibrace, které způsobuje vibrační dopravník, které by se přenášely do celého stroje. Z tohoto důvodu je tato možnost nepřijatelná.

Druhý odlišný návrh spočívá ve dvou na sobě oddělitelných rámech. Přičemž podvozkový rám by sloužil k přepravě z místa na místo a dal by se jednoduše oddělit. Druhý rám, který by nesl vibrační dopravník a váhu R-materiálu by musel být opatřen nohama, na kterých by stál. Na těchto nohách by byly připevněny gumové či dřevěné ustavovací prvky, které by dále tlumily vibrace od vibračního dopravníku. Spojení obou rámu k sobě by mohlo být provedeno pomocí šroubů, tvarovým stykem, či mechanismem, popřípadě kombinací více způsobů. Musí být ovšem zaručena bezpečnost, neboť se bude výrobní linka přepravovat po dopravních komunikacích. Tato varianta bude vycházet sice jako nákladnější, ovšem s přihlédnutím na přenášející se vibrace bude vyhovovat.

9. Zajištění pracovního rámu

Zajištění pracovního rámu proti posunutí do všech stran při přepravě je velice důležité. Je třeba zajistit, aby se rám nemohl posunout, popřípadě, aby měl danou jen určitou vůli. Nesmí být ohrožena bezpečnost při přepravě po pozemních komunikacích. Zároveň ovšem, musí být toto spojení „odnímatelné“ proto, aby se dal rám oddělit od podvozkového rámu. A pracovní rám tak dosedl na nohy. Zajištění mohlo být docíleno více způsoby. Šroubovým spojením, čepy, kolíky a různým tvarovým stykem. Níže uvedu mé návrhy zajištění pro jednotlivé směry.



Obr. 9a – Schématické znázornění směrů, vibrační vana a pracovní rám (modře), podvozkový rám (červeně),

Směr X - Zajišťuje posunutí vany při přepravě ve směru jízdy do stran (vlevo a vpravo).

Směr Y - Zajišťuje nehybnost vany při brždění a rozjíždění.

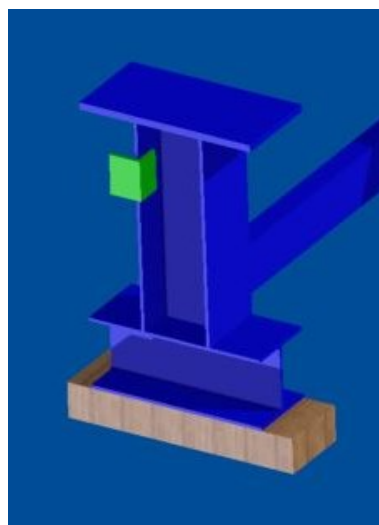
Směr Z - Tento směr zajišťuje, aby byla vana a celý pracovní podvozek v době přepravy dostatečně vysoko nad zemí.

9.1 Zajištění proti posunutí ve směru X

Zajištění v tomto směru (viz Obr. 9.1a a 9.1b), jsem navrhnul jako plochou desku ohnutou do tvaru „L“ (na obrázku zelené barvy) přivařenou ke každé z noh z vnější strany. Tvar „L“ byl volen z důvodu, aby se dal lépe přivařit. Bránit tedy tomuto posunutí bude již zmiňovaný profil „L“ společně s profilem popsáním níže.



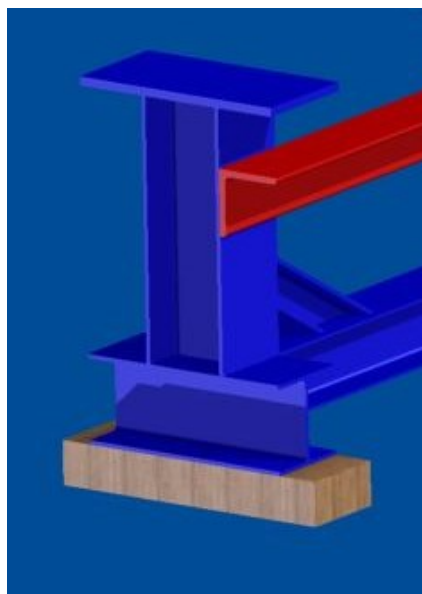
Obr. 9.1a – Přivařený profil „L“



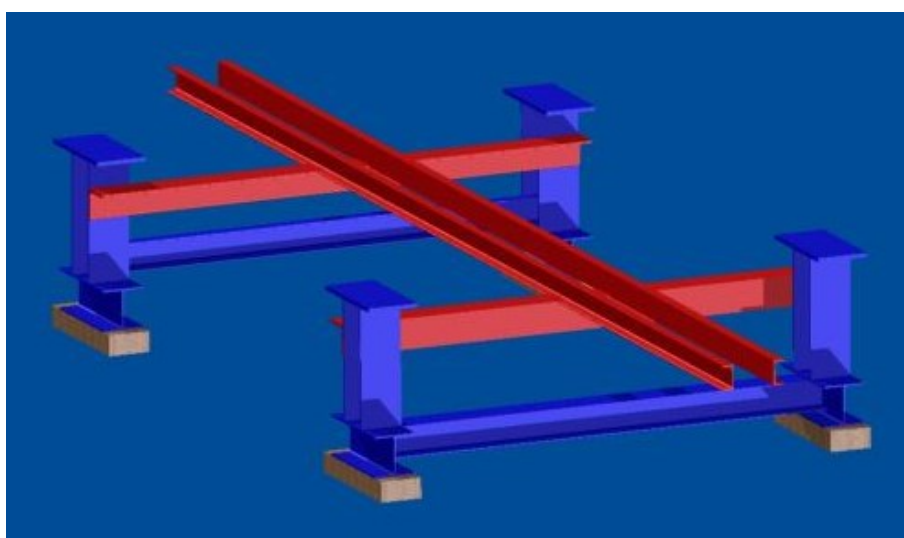
Obr. 9.1b – Přivařený profil „L“, 2. pohled

9.2 Zajištění proti posunutí ve směru Y

První návrh zajištění v tomto směru byl profil „L“, či „U“ pevně navařen na podvozkový rám, který by byl zrcadlově i na druhé straně (viz Obr. 9.2b). Zajištění by zde fungovalo tak, že rám by se nemohl posunout ani dopředu, ani dozadu. To je docíleno tím, že jsou profily vevnitř, a tak jeden zabraňuje posunutí dopředu a druhý posunutí dozadu. Nevýhodou tohoto návrhu je, že při spouštění pracovního rámu by musela být určitá mezera mezi stojinou a profilem, aby nedošlo ke kolizi, či zaseknutí. Rám by se tedy musel spouštět postupně, střídat strany, až do úplného spuštění. Mezi vzniklou mezerou by bylo vhodné umístit pružný element, který by se dal vytáhnout.

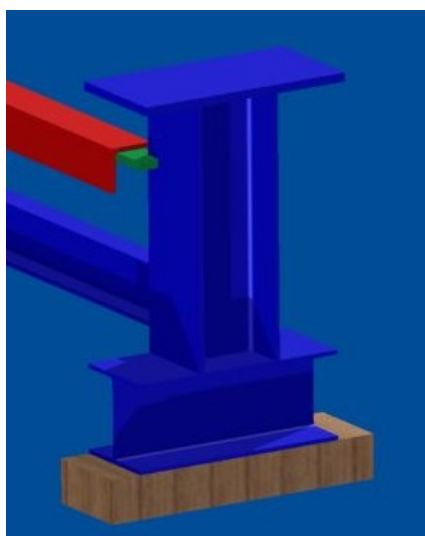


Obr. 9.2a – Detail zajištění

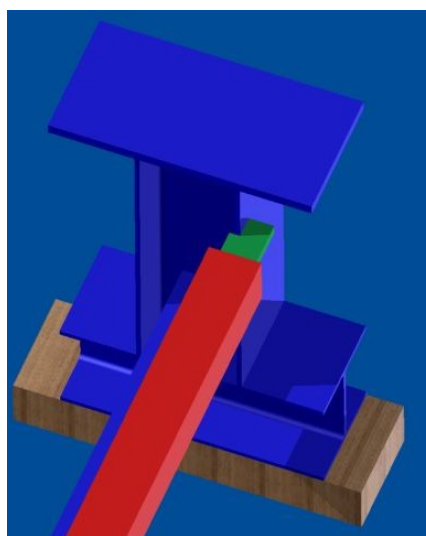


Obr. 9.2b – Zabránění posunutí zrcadlením profilů

Druhý návrh je obdobný. Počítá také s profilem „L“, či „U“ ale ne, v takové délce. Profil by byl kratší (po začátek vnitřních noh). Na tomto profilu (na obrázku 9.2c,d červené barvy) by byl připevněn jednoduchý zámek, který by se dal snadno vysunout či zasunout (na obrázku 9.2c,d zelené barvy) a tak by odpadla nevýhoda, která byla zmiňována v předešlém návrhu. Druhý návrh by tedy fungoval na stejném principu. Nevýhodou zde je složitější manipulace (odemčení všech 4 zámků) a použití většího počtu dílů. Zároveň by tento návrh musel zastávat funkci pro zajištění ve směru x. To by bylo docíleno vhodného tvaru zámku a patřičným zajištěním ve směru x. Zajištění by mohlo být provedeno například pomocí čepu, šroubu nebo zástrčky na pružině.



Obr. 9.2c – Ukázka zabezpečení



Obr. 9.2d – Zámek (zeleně), zde je vidět tvar, který bude zabraňovat posunutí jak ve směru x tak y.

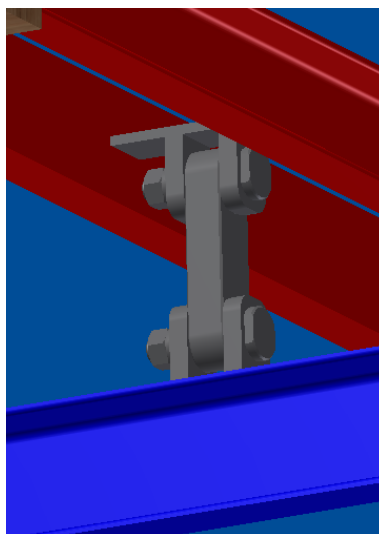
9.3 Zajištění proti posunutí ve směru Z

Jeden z nejdůležitějších směrů pro zajištění, bez kterého by ani nešlo pracovní podvozek přepravovat.

První koncepce vycházela ze spojení pomocí šroubů. Ty by byly vhodně rozmístěny na profil „L“, či „U“ viz zajištění ve směru Y a na nohách by byly přivařeny nosné ocelové desky. Toto spojení by bylo ovšem časově náročné při zastavení (odšroubování šroubů) a následném odjezdu (zašroubování šroubů) I z hlediska pevnostního toto spojení nevychází dobře.

Druhý návrh funguje na principu tvarového spojení pomocí čepů. Tyto čepy by byly umístěny uprostřed na každé straně (výtýpné a násypné). Jak na podvozkovém, tak na

pracovním rámu by byly vhodně umístěny a svařeny ocelové desky. Na konci by byl otvor a do tohoto otvoru by zapadl čep s hlavou, který by byl pojištěn proti vypadnutí. Spojovací element by měl jeden z otvorů ve směru Z větší vůli, aby při vytahování čepu nedošlo ke vzpříčení.



Obr. 9.3a – Spojení obou rámu pomocí čepů

10. Vlastní návrh rámu

Zde bych uvedl, z jakých komponentů by se tedy skládal rám. Důvody podle kterých jsem se rozhodoval, jsou uvedeny výše. Také jsem se řídil dle doporučení firmy MOS Šitbořice spol. s r. o.

Rám se tedy bude skládat ze dvou základních částí. Podvozkového rámu s koly, a pracovnímu rámu, kde bude připevněn vibrační dopravník. Pracovní rám bude při přepravě připevněn k druhému rámu.

10.1 Přípojně vozidlo

Konstrukce rámu bude koncipována jako traktorový přívěs. Takto zvolený přívěs totiž neplatí tak vysoké daně (např. roční dálniční daň) jako automobilový přívěs. Nevzniká nárok na profesionálního řidiče – menší plat (ušetření peněz). Rychlost je omezena do $80 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ a takové přípojně vozidlo nesmí na dálnici. Na větší vzdálenosti by se tedy celé toto zařízení přesunovalo na jiném vozidle.

10.2 Pneumatiky

Volím pneumatiky Michelin XZY3 s ohledem na hmotnost a rozměry. Minimální zátěžový index $Li=129$. Tedy nosnost pneumatiky 1850 kg, maximální hmotnost přívěsu 6167 kg.

Vybraná pneumatika má rozměry 445/65 R22,5 169K ($Li=169$). Výrobce uvádí, že tyto pneumatiky jsou vhodné pro návěsy a přívěsy. Je také vhodná pro řízené nápravy.

10.3 Náprava

Nápravy bych volil jako závislé zavěšení kol na jedné kruhové ose (vepředu a vzadu). Připojenou pomocí šroubů k odpružení, tedy listové pružině, která by byla přichycena k podvozkovému rámu (otočně a posuvně). Přední nápravu bych volil řiditelnou. V bakalářské práci počítám s tak zvaným systémem vlečného řízení. Tento systém funguje tak, že náprava je volně otočná v kloubu. Dá se ovšem používat jen při rychlostech do $10 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$. Jinak je třeba systém zablokovat. Ovšem spíše než tento systém bych volil tak zvanou otočnou točnu. Ale tuto variantu v práci nenavrhuji z důvodů větší složitosti. Hlavně pak proto, že kdyby se tento rám vyráběl, nebyl by zhotoven z normalizovaných profilů, ale z profilů nastříhaných na míru. Brzdy jsou zmíněny níže.



Obr. 10.3a – Otočné spojení pomocí točny. Spojení k rámu je realizováno buď šrouby, přivařeno, nebo kombinací.

10.4 Brzdy

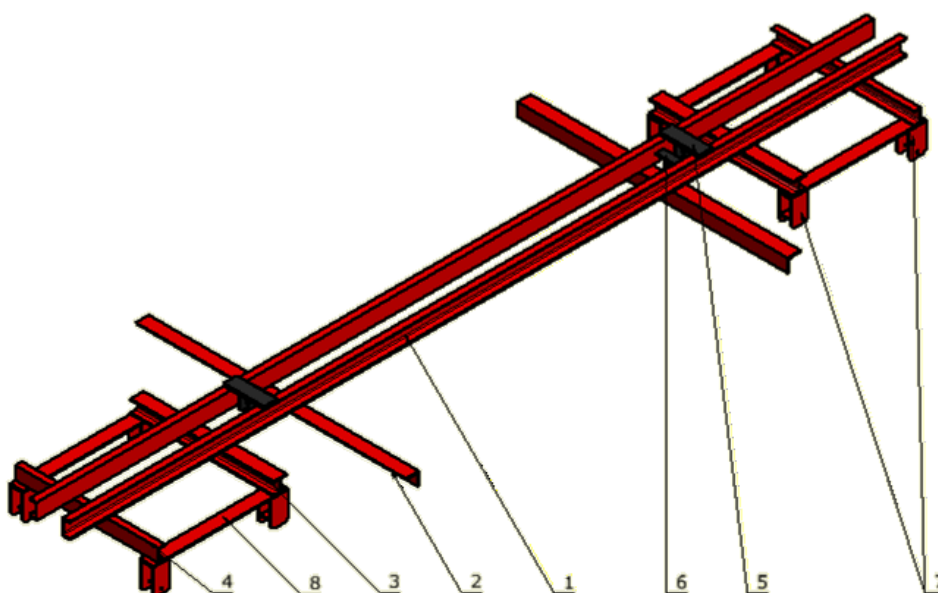
Brzdy budou na všech čtyřech kolech a to bubnové. Provozní brzdy: volím dvou okruhový systém vzduchových brzd. Dále pak mechanickou parkovací brzdou.

10.5 Zavěšení za tahač

Uchycení přívěsného vozidla za tahač (traktor) bude realizováno pomocí závěsného oka. Toto táhlo bude k podvozkovému rámu připevněno pomocí dvou otočných čepů. Na rámu budou navařeny ocelové plotny, do kterých se táhlo zasune. Následně vloží čepy a zajistí závlačkou.

10.6 Podvozkový rám

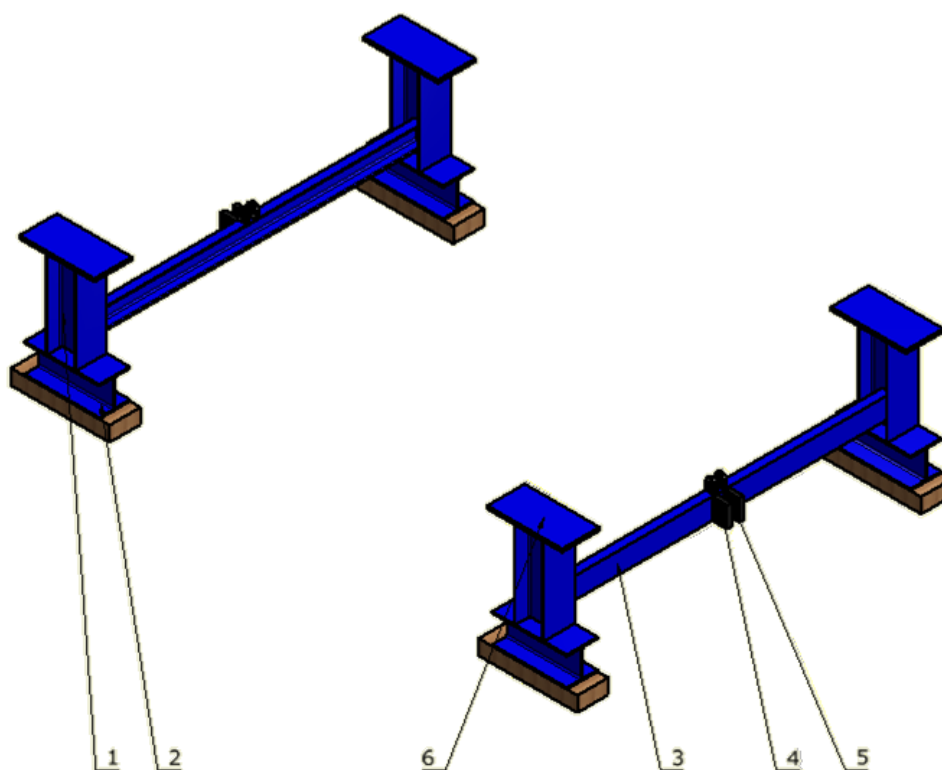
Je sestaven z profilů „U“, „L“ a „I“ o různých délkách, které jsou k sobě svařeny. Tyto profily nebyly zvoleny náhodně. Tomuto výběru předcházely vždy výpočet a počítačová simulace. Na základě mnoha simulací byly vybrány právě tyto profily. Celková hmotnost tohoto rámu je 305 kg. Maximální rozměry jsou zakótovány v příloze (SB06). Rám se tedy skládá z dvou profilů „U“ 120 (1) o délce 6400 mm, tloušťce 7 mm dle DIN 1026, dvou profilech „L“ 100 (2) o délce 2064 mm a tloušťce 10 mm dle ISO 657-1, dvou profilech „I“ 100 (3) o délce 1094 mm a tloušťce 10 mm dle DIN 1025, dvou profilech „U“ 100 (4) o délce 1094 mm a tloušťce 6 mm dle DIN 1026. Dále je tvořen dvěma navařenými profily, z nichž jeden slouží k spouštění a zvedání pracovního rámu (5) a druhý k přepravě (6). Podvozkový rám dále obsahuje přivařené ocelové desky, které slouží k připojení listové pružiny (7). Ploché desky (8), které spojují spojení s listovými pružinami.



Obr. 10.6a – Podvozkový rám

10.7 Pracovní rám

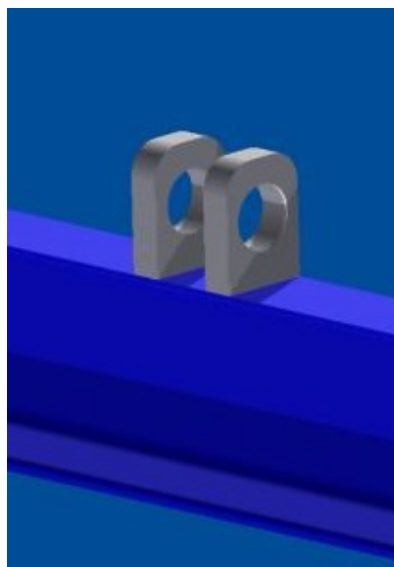
Pracovní rám je složen z profilů „U“, a „I“ o různých délkách, které jsou k sobě svařeny. Jako u předchozího návrhu i tady byly udělány simulace, a na základě nich byly zvoleny tyto profily. Celková hmotnost tohoto rámu je 270,4 kg. Maximální rozměry jsou zakótovány v příloze (SB05). Rám se skládá z těchto profilů: „I“ 206 (1) o délce 600 mm, tloušťce 9,5 mm, „I“ 206 (2) o délce 500 mm, tloušťce 9,5 mm, „U“ 140 (3) o délce 2290,5 mm, tloušťce 7 mm. Dále je tvořen dvěma navařenými profily, z nichž jeden slouží k spouštění a zvedání pracovního rámu (4) a druhý k přepravě (5). Podvozkový rám dále obsahuje přivařené ocelové desky, které slouží k připojení vibrační vany (6). Dřevěné podstavce nebudou součástí rámu, ty se budou vkládat pod rám až při jeho spouštění.



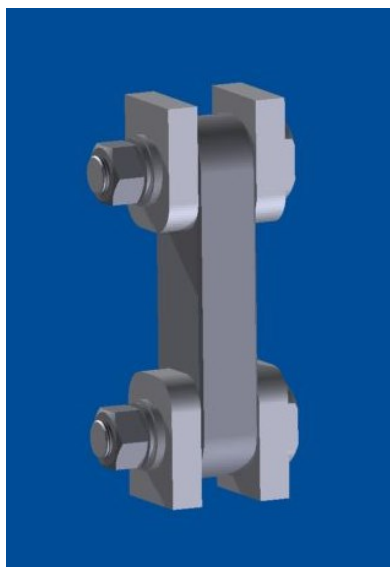
Obr. 10.7a – Pracovní rám

10.8 Spojení a vymezení pracovního rámu

Spojení podvozkového k pracovnímu rámu je realizováno pomocí spojení čepů. Přičemž jak na podvozkovém tak na pracovním rámu jsou pro ně přivařeny úchyty (příloha SB04). Mezi těmito úchyty se nachází středová část, tato část má vrchní otvor pro čep prodloužený (v příloze SB03). Samotný čep (příloha SB02), je pojištěn proti vypadnutí maticí s pružnou a klasickou podložkou. Zajištění šroubem bylo vybráno z důvodu dobré manipulace při spouštění a zvedání pracovního rámu.



Obr. 10.8a – Přivařené úchyty



Obr. 10.8b – Spojení pomocí čepů

Zajištění proti posunutí vibrační vany. Bylo zvoleno zajištění jednoduchým zámkem, které zajistí směr X, i směr Y. Detailní rozpracování tohoto návrhu by bylo provedeno v pozdější práci.

10.9 Zvedání a spouštění

Zvedání a spouštění pracovního rámu je realizováno pomocí navíječky.

Ze všech variant se tato varianta jeví jako nejrychlejší pro spouštění i navíjení. Princip tohoto návrhu: navíjecí mechanismus (navíjecí buben s brzdou, šnekovou převodovkou) se bude pohánět ručně. Bude vhodně umístěn na začátku a na konci stroje. Navíjecí lano bude připevněno k pracovnímu rámu. Toto lano bude svedeno přes kladku (příloha SB01) a lano tak bude vlastně skoro v „pravém“ úhlu.



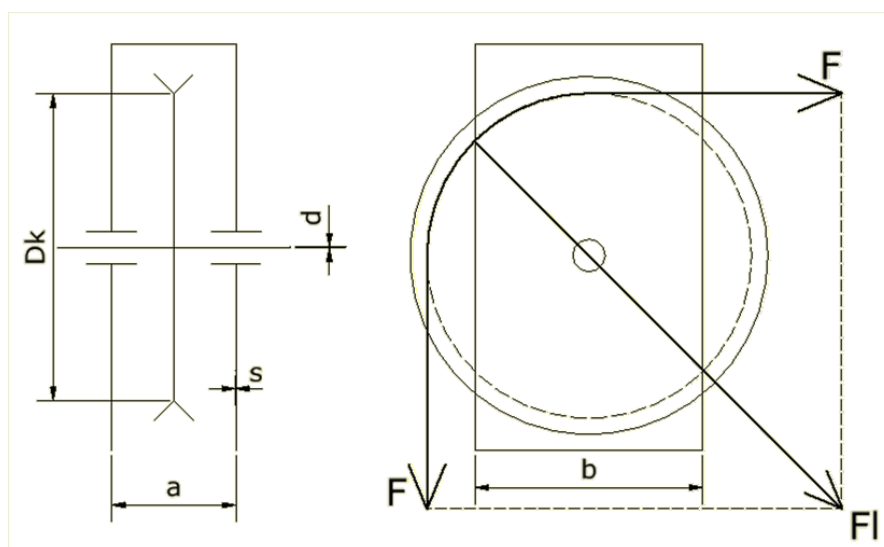
Obr. 10.9a – Schématické znázornění zvedání a spouštění pracovního rámu

Odpojení dvou rámu od sebe bude tedy probíhat v tomto sledu: oddělí se všechny zámky či pojistky. Pomocí navijáku se trochu přizvedne po obou stranách pracovní rám. Tím se uvolní čep, odejme se matice s podložkami a čep se vytáhne. Opět na obou stranách. Nyní už samotný pracovní rám drží pouze na zabrzděných navíjedlech. Ty se odbrzdí a ručním otáčením kliky navijáku se pracovní rám pustí až na zem. Než rám dosedne na zem, tak se pod nohy vloží dřevěné desky.

Při opouštění pracoviště a přesunu na jiné místo se pomocí navijáku zvedne rám ze země do dané výšky. Rámy se k sobě připojí čepem. Naviják spustí rám tak, aby tíhu přenášel čep. A zajistí se ostatní západky či pojistky.

11. Výpočty

11.1 Návrh kladnice



Obr. 11.1a – Rozbor sil a označení rozměrů kladnice

Dáno

$F = 17250\text{N}$ (výpočet síly v příloze - Výpočet sil bod 3)

$p_d = 15\text{ MPa}$ [4]

$\sigma_{do} = 100\text{ MPa}$ [4]

$\tau_D = 65\text{ MPa}$ [21]

Počítáno dle [4], [20]

Výpočet síly Fl

$$Fl^2 = F^2 + F^2 \quad (11.1)$$

$$Fl = \sqrt{17250^2 + 17250^2}$$

$$Fl = 24\,395,18N$$

Volím $a = 1,5d$

Návrh čepu kladky

$$p = \frac{Fl}{S} \leq p_D \quad (11.2)$$

$$p = \frac{Fl}{a \cdot d} \leq p_D$$

$$p = \frac{Fl}{1,5 \cdot d^2} \leq p_D$$

$$d = \sqrt{\frac{Fl}{1,5 \cdot p_D}} = \sqrt{\frac{24395,18}{1,5 \cdot 15}} = 32,9mm$$

S ohledem na kovové pouzdro volím $d = 35mm$

Šířka čepu kladky

$$a = 1,5 \cdot d = 1,5 \cdot 35 = 52,5mm \quad (11.3)$$

Dle šířky pouzdra volím $a = 50mm$

Kontrola na otláčení

$$p = \frac{Fl}{S} = \frac{Fl}{a \cdot d} = \frac{24395,18}{50 \cdot 35} = 13,94MPa \quad (11.4)$$

$$p \leq p_D \quad (11.5)$$

$$13,94MPa \leq 15MPa \quad \text{Vyhovuje}$$

Kontrola dovoleného napětí v ohybu

Volím $b = 15mm$

$$Mo_{MAX} = \frac{Fl}{2} \left(\frac{b}{2} + \frac{a}{4} \right) \quad (11.6)$$

$$Mo_{MAX} = \frac{24395,18}{2} \left(\frac{15}{2} + \frac{50}{4} \right)$$

$$Mo_{MAX} = 243951,8N \cdot mm$$

$$\sigma_o = \frac{Mo_{MAX}}{W_o} \leq \sigma_{Do} \quad (11.7)$$

$$\sigma_o = \frac{Mo_{MAX}}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} = \frac{243951,8}{\frac{\pi \cdot 35^3}{32}} = 57,95 MPa$$

$$\sigma_o \leq \sigma_{Do} \quad (11.8)$$

$$57,95 MPa \leq 100 MPa \quad \text{Vyhovuje}$$

Kontrola na stříh

$$\tau = \frac{2 \cdot Fl}{\pi \cdot d^2} = \frac{2 \cdot 24395,18}{\pi \cdot 35^2} = 12,68 MPa \quad (11.9)$$

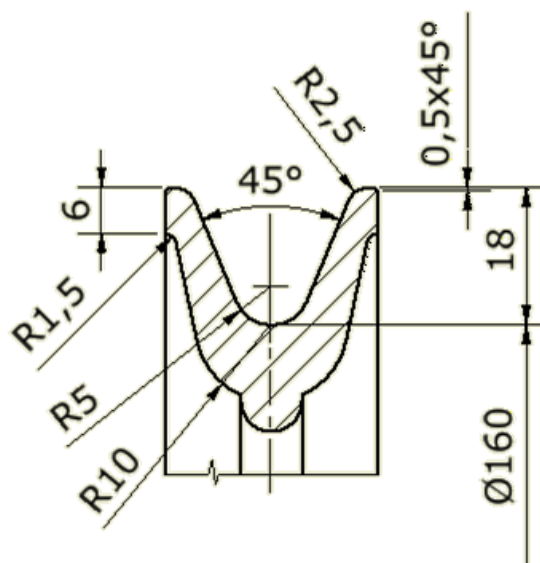
$$\tau \leq \tau_D \quad (11.10)$$

$$12,68 MPa \leq 65 MPa \quad \text{Vyhovuje}$$

Drážka věnce kladky

Zvoleno ocelové lano o průměru 8 mm.

Návrh dle [20]



Obr. 11.1b – Rozměry kladnice dle doporučených rozměrů

11.2 Kontrola navrženého spojení ráků

Dáno

$F = 17250\text{ N}$ (výpočet síly v příloze - Výpočet sil bod 3)

$p_d = 15\text{ MPa}$ [4]

$\sigma_{do} = 50\text{ MPa}$ [4]

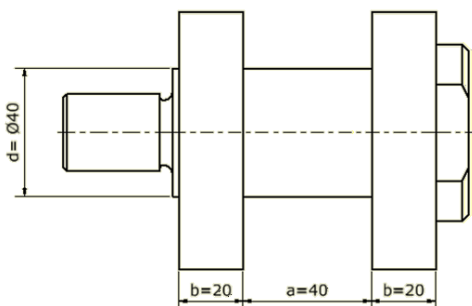
$\tau_D = 50\text{ MPa}$ [21]

$a = 40\text{ mm}$

$b = 20\text{ mm}$

$d = 40\text{ mm}$

Počítáno dle [4]



Obr. 11.2a – Hlavní rozměry

Ve výpočtech jsou zohledněny rázy, vzniklé například vjetím na překážku, pomocí snížení dovolených napětí.

11.2.1 Kontrola čepu

Kontrola dovoleného napětí v ohybu

$$M_{o_{MAX}} = \frac{F}{2} \left(\frac{b}{2} + \frac{a}{4} \right) \quad (11.11)$$

$$M_{o_{MAX}} = \frac{17250}{2} \left(\frac{20}{2} + \frac{40}{4} \right)$$

$$M_{o_{MAX}} = 172500\text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\sigma_o = \frac{M_{o_{MAX}}}{W_o} \leq \sigma_{Do} \quad (11.12)$$

$$\sigma_o = \frac{M_{o_{MAX}}}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} = \frac{172500}{\frac{\pi \cdot 40^3}{32}} = 27,45\text{ MPa}$$

$$\sigma_o \leq \sigma_{Do} \quad (11.13)$$

$$27,45\text{ MPa} \leq 50\text{ MPa} \quad \text{Vyhovuje}$$

Kontrola na otlačení

$$p = \frac{F}{S} = \frac{F}{a \cdot d} = \frac{17250}{40 \cdot 40} = 10,7\text{ MPa} \quad (11.14)$$

$$p \leq p_D \quad (11.15)$$

$$10,7\text{ MPa} \leq 15\text{ MPa} \quad \text{Vyhovuje}$$

Kontrola na střih

$$\tau = \frac{2 \cdot F}{\pi \cdot d^2} = \frac{2 \cdot 17250}{\pi \cdot 40^2} = 6,86 \text{ MPa} \quad (11.16)$$

$$\tau \leq \tau_D \quad (11.17)$$

$$6,86 \text{ MPa} \leq 50 \text{ MPa} \quad \text{Vyhovuje}$$

11.2.2 Kontrola ocelových desek

Dáno

$F = 17250 \text{ N}$ (výpočet síly v příloze - Výpočet sil bod 3)

$p_d = 15 \text{ MPa}$ [4]

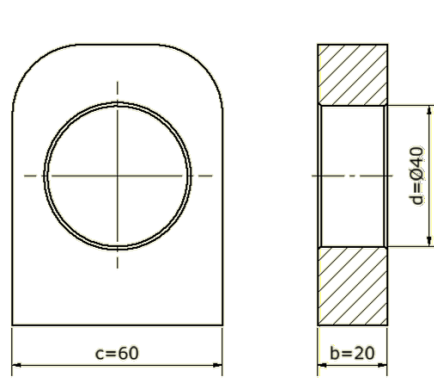
$\sigma_t = 45 \text{ MPa}$ [21]

$c = 60 \text{ mm}$

$b = 20 \text{ mm}$

$d = 40 \text{ mm}$

Počítáno dle [4]



Obr. 11.2b – Hlavní rozměry

Ve výpočtech jsou zohledněny rázy, vzniklé například vjetím na překážku, pomocí snížení dovolených napětí.

Kontrola na otláčení

$$p = \frac{F}{S} = \frac{F}{2 \cdot b \cdot d} = \frac{17250}{2 \cdot 20 \cdot 40} = 10,78 \text{ MPa} \quad (11.18)$$

$$p \leq p_D \quad (11.19)$$

$$10,78 \text{ MPa} \leq 15 \text{ MPa} \quad \text{Vyhovuje}$$

Kontrola kritického místa

$$\sigma_t = \frac{F}{S} = \frac{\frac{F}{2}}{(c - d) \cdot b} = \frac{\frac{17250}{2}}{(60 - 40) \cdot 20} = 21,56 \text{ MPa} \quad (11.20)$$

$$\sigma_t \leq \sigma_{tD} \quad (11.21)$$

$$21,56 \text{ MPa} \leq 45 \text{ MPa} \quad \text{Vyhovuje}$$

12. Pevnostní kontrola rámu

Všechny modely a součástky byly vytvořeny v programu Autodesk Inventor 2012. Pevnostní kontrola byla provedena v programu Autodesk Inventor 2012.

Jako první byl testován podvozkový rám. Všechny uvedené síly jsou statické.

12.1 Kontrola podvozkového rámu

Tyto hodnoty se opakují pro pevnostní analýzu podvozkového rámu, proto jsou uvedeny jen jednou zde:

Nastavení a materiál

Prům. velikost prvku (zlomek průměru modelu)	0,1
Min. velikost prvku (zlomek prům. velikosti)	0,2
Součinitel zemních těles	1,5
Max. úhel pootočení	60 deg
Vytvořit zakřivené prvky sítě	Ne
Použít pro síť sestavy měření založená na součástech	Ano

Název	Měkká ocel	
Obecné	Měrná hmotnost	7,86 g/cm ³
	Mez kluzu v tahu	207 MPa
	Mez pevnosti v tahu	345 MPa
	Youngův modul	220 GPa
Napětí	Poissonova konstanta	0,275 ul
	Modul pružnosti	86,2745 GPa
	Koeficient roztažnosti	0,000012 ul/c
Tepelné napětí	Tepelná vodivost	56 W/(m K)
	Měrné teplo	460 J/(kg c)
Název	Ocel	
Obecné	Měrná hmotnost	7,85 g/cm ³

Napětí	Mez kluzu v tahu	207 MPa
	Mez pevnosti v tahu	345 MPa
	Youngův modul	210 GPa
	Poissonova konstanta	0,3 ul
	Modul pružnosti	0 GPa
Tepelné napětí	Koeficient roztažnosti	0,000012 ul/c
	Tepelná vodivost	56 W/(m K)
	Měrné teplo	460 J/(kg c)

Kontrola podvozkového rámu, zatíženo gravitací

V této kontrole kontroluji rám, který jakoby stojí na kolech a je zatížen gravitační silou.

Provozní podmínky

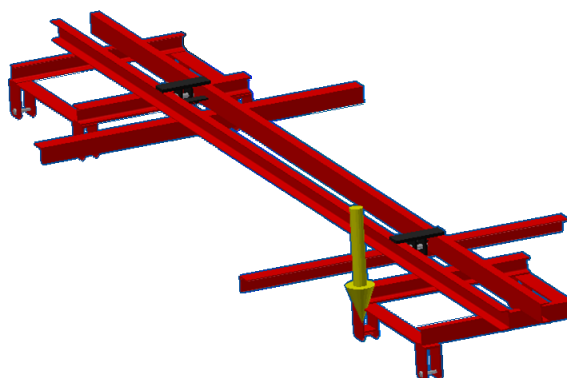
Typ zatížení Gravitace

Velikost 9810.000 mm/s²

Vektor X 0.000 mm/s²

Vektor Y 0.000 mm/s²

Vektor Z -9810.000 mm/s²

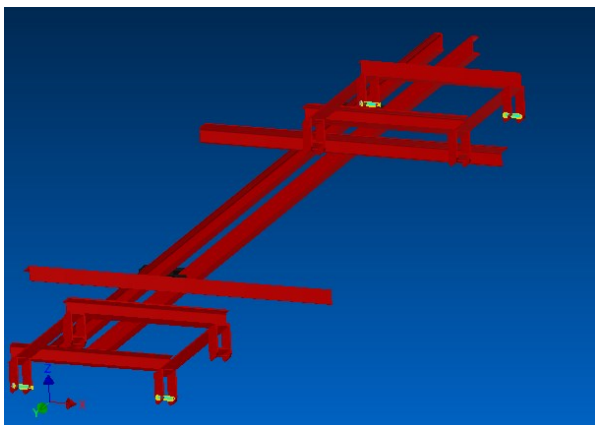


Vazby

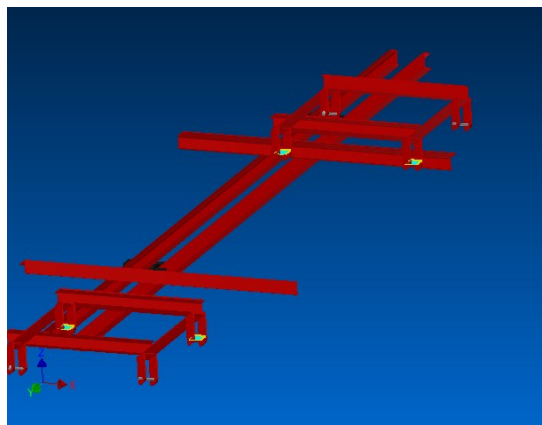
Obr. 12.1a – Směr zatížení gravitační síly

Byly zvoleny pevné vazby na místech pro úchyt listové pružiny. Jak na čepech, tak na dosedacích plochách. Tak aby se model přiblížil co nejvíce skutečnosti. (Rám stojící na kolech.)

Vybrané plochy



Obr. 12.1b – Pevné vazby, čepey



Obr. 12.1c – Pevné vazby, dosedací plochy

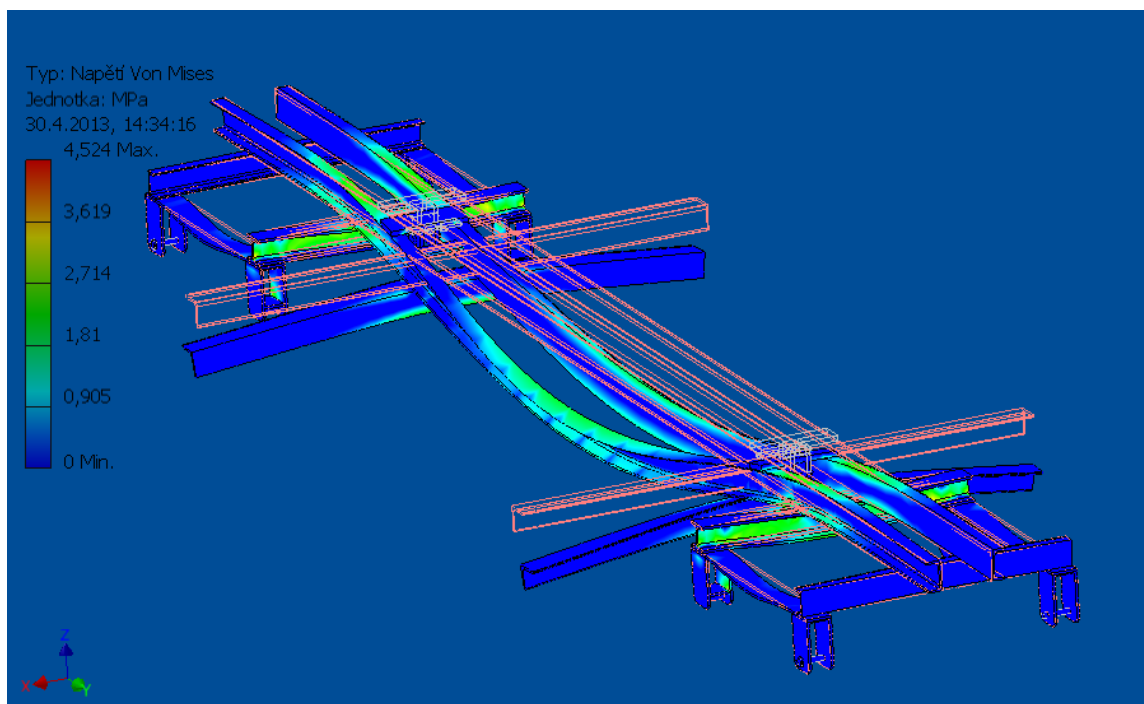
Dotyky

Převážná většina dotyků je takzvaný vázaný dotyk (rám je svařenec). Pouze tam kde jsou čepy, byl volen dotyk „separace“.

Souhrn výsledků

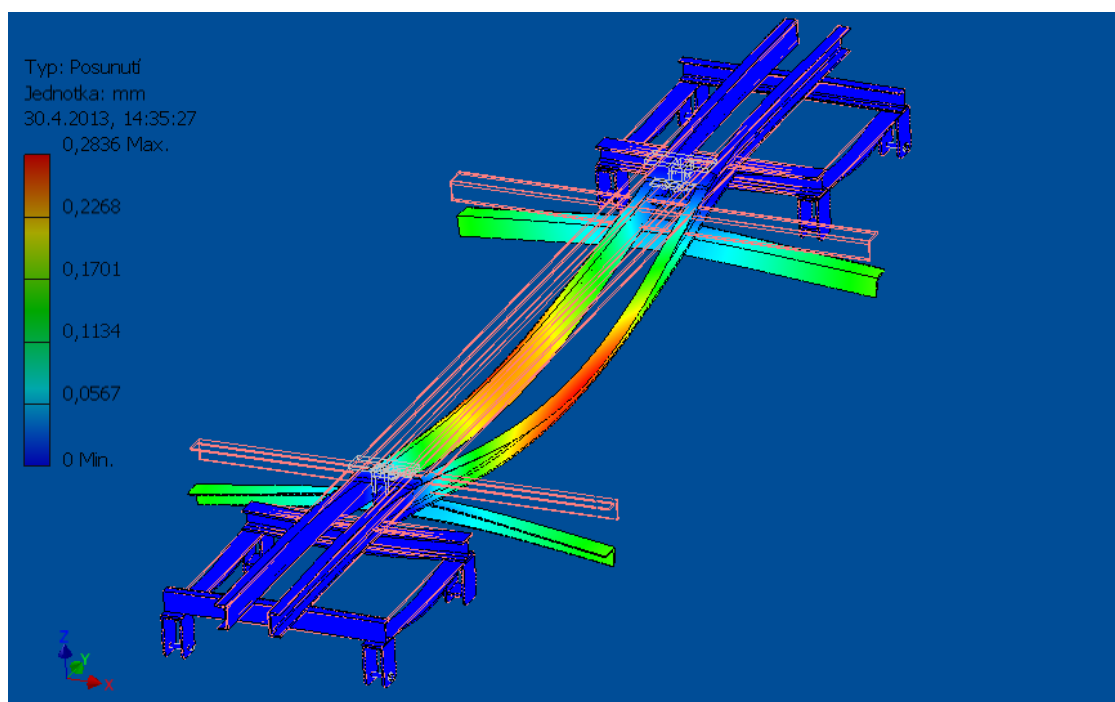
Název	Minimální	Maximální
Objem	1091080000 mm ³	
Napětí Von Mises	0,0000747237 MPa	4,524 MPa
Posunutí	0 mm	0,28356 mm
Součinitel bezpečnosti	15 ul	15 ul

Napětí Von Mises



Obr. 12.1d – Napětí vzniklé od gravitační síly, maximální hodnota napětí je 4,5MPa

Posunutí



Obr. 12.1e – Posunutí, největší posunutí vzniklo na průhybu U profilu

Závěr:

Při tomto zatížení vyšla minimální bezpečnost na celém rámu 15 ul. Vše je tedy v pořádku.

Kontrola podvozkového rámu při přepravě, zatíženo gravitací a silou

Zde byl model zatížen tak, jak by na něj působila tíha od ostatních součástí při přepravě konstantní rychlostí.

Provozní podmínky

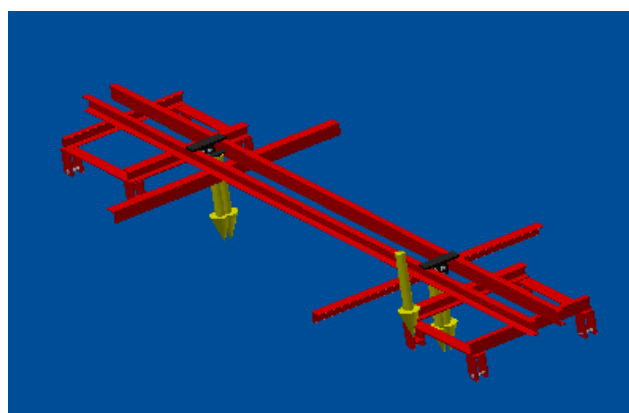
Typ zatížení Gravitace

Velikost 9810.000 mm/s²

Vektor X 0.000 mm/s²

Vektor Y 0.000 mm/s²

Vektor Z -9810.000 mm/s²



Obr. 12.1f – Směr zatížení, síly a gravitace

Typ zatížení	Síla
Velikost	8625.000 N
Vektor X	0.000 N
Vektor Y	-0.000 N
Vektor Z	-8625.000 N

Velikost a místo působení síly. Jako „přípojně“ díly rámu byli zvolené zjednodušené součásti, tak aby byl model jednodušší, ale zároveň aby se podobal realitě. Namísto spojení čepem jsou na přípojně ocelové desce dva ocelové výstupy, ze kterých působí síla. Její velikost je rovna tíze vibračního dopravníku (3100 kg) a hmotnosti pracovního rámu (350 kg).

Vazby

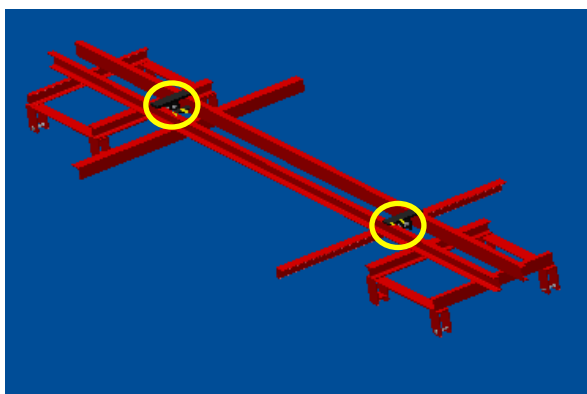
Pevné vazby stejné jako v předchozím případě.

Dále použity ideální vazby.

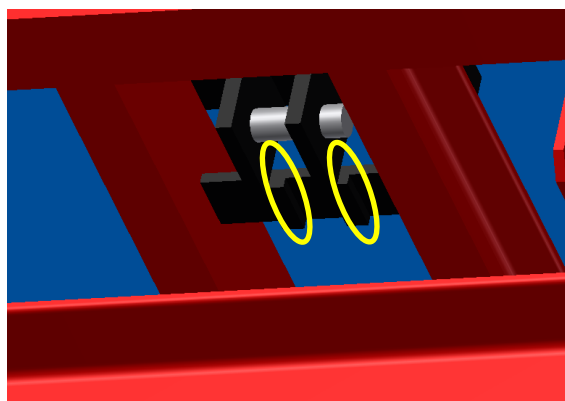
Tyto vazby byly umístěny na boky výstupků. Z důvodu, aby se deformace modelu přibližovala „realitě“.

Bez těchto ideálních vazeb vycházela bezpečnost 2,5ul.

Vybrané plochy



Obr. 12.1g – Umístění ideálních vazeb



Obr. 12.1h – Umístění ideálních vazeb na bočních plochách

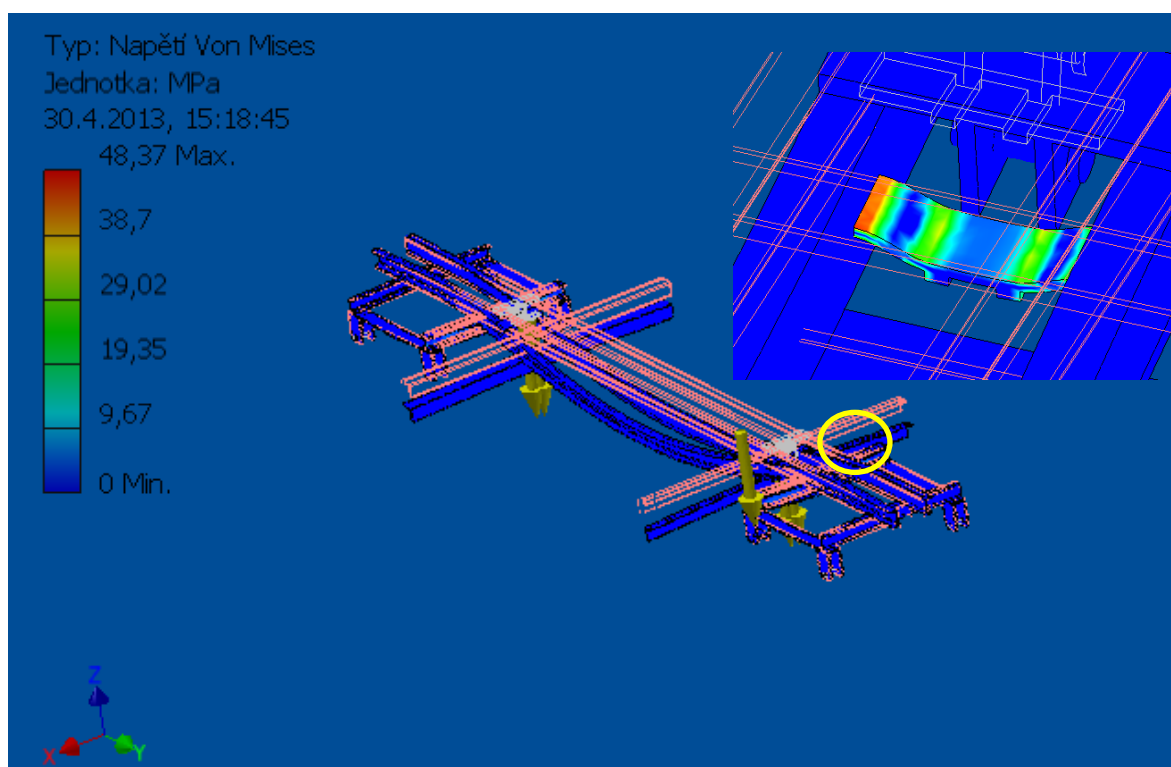
Dotyky

Nechány jako v předešlém případě.

Souhrn výsledků

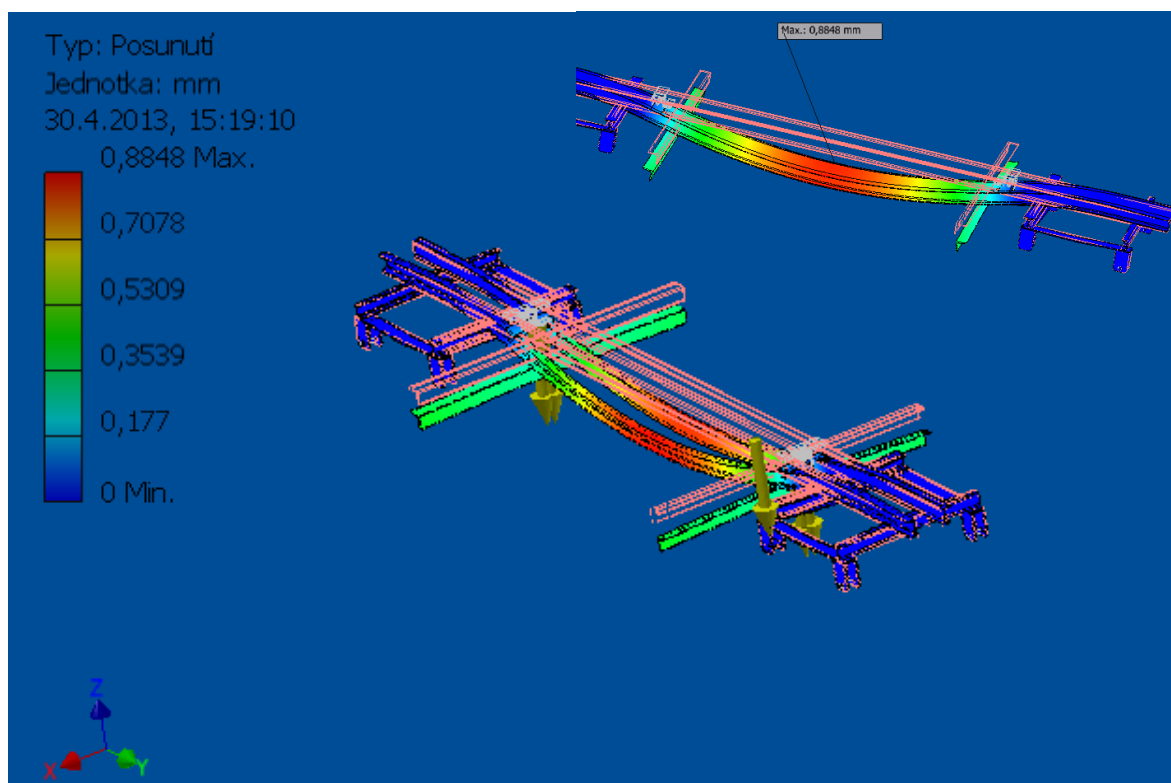
Název	Minimální	Maximální
Objem	1091080000 mm ³	
Napětí Von Mises	0,0000747237 MPa	48,3747MPa
Posunutí	0 mm	0,884767 mm
Součinitel bezpečnosti	4,2791 ul	15 ul

Napětí Von Mises



Obr. 12.1i – Napětí Von Mises, maximální hodnota napětí jde dobře vidět na přiblíženém obrázku vpravo nahoře

Posunutí



Obr. 12.1j – Posunutí, maximální prohnutí součásti opět uprostřed na dvou 6400mm dlouhých U profilech

Závěr

Při tomto zatížení rám uspěl s minimální bezpečností 4,28 ul. minimální hodnota vyšla ve stejném místě, jako bylo maximální napětí Von Mises

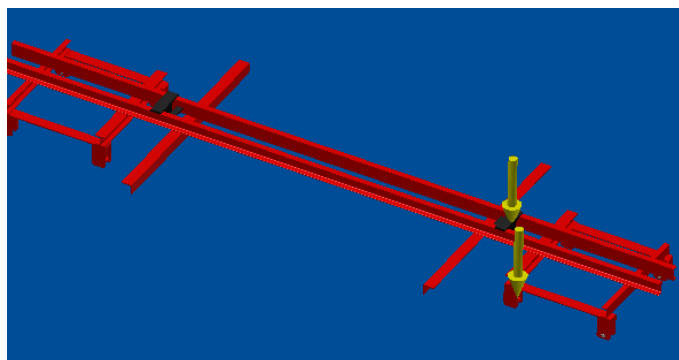
Kontrola podvozkového rámu při spouštění, zatíženo gravitací a silou

Tato kontrola měla přiblížit situaci, kdy se pomocí navíjedla a kladky bude spouštět pracovní rám na zem.

Provozní podmínky

Typ zatížení	Gravitace
Velikost	9810,000 mm/s ²
Vektor X	0,000 mm/s ²
Vektor Y	0,000 mm/s ²
Vektor Z	-9810,000 mm/s ²

Typ zatížení	Síla
Velikost	17250,000 N
Vektor X	0,000 N
Vektor Y	0,000 N
Vektor Z	-17250,000 N



Obr. 12.1k – Směr zatížení

Abych mohl správně zatížit čep kladky, bylo nutné na něm vytvořit plochu, která by odpovídala ve skutečnosti zatěžující ploše. Na takto vytvořenou plochu jsem nechal působit sílu. Opět se zde jedná o hmotnost vibrační vany a hmotnost pracovního rámu. Ovšem spouštět či zvedat se bude vždy jen na jedné straně, a proto je síla jen jedna a o poloviční velikosti.

Vazby

Použity stejné pevné vazby jako v předchozím příkladu.

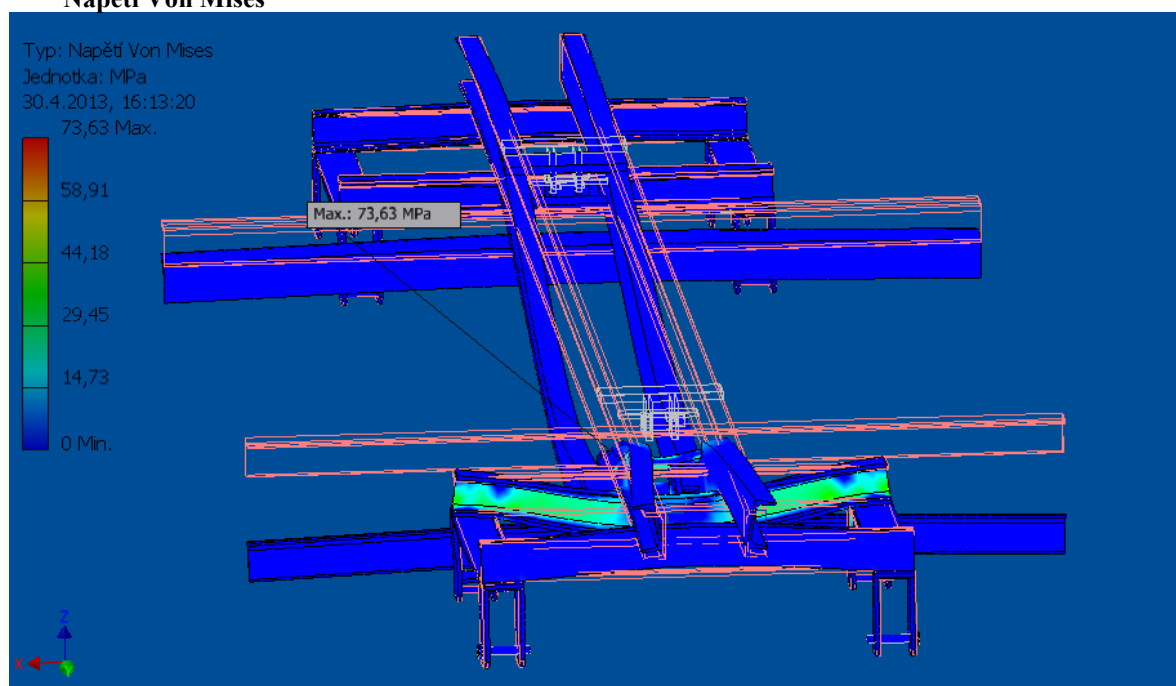
Dotyky

Jako u předešlých, s tím rozdílem že zde přibily dotyky- separace od nově vzniklých ploch vytvořených na čepu.

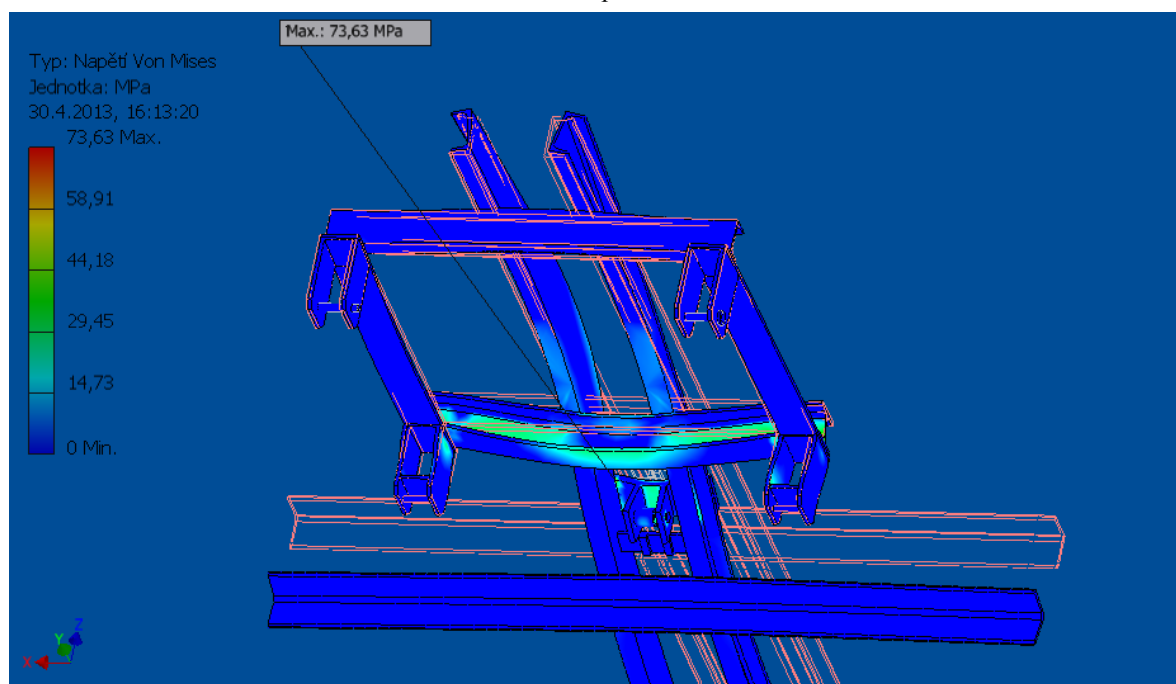
Souhrn výsledků

Název	Minimální	Maximální
Objem	1091170000 mm ³	
Napětí Von Mises	0,0000741333 MPa	73,6341 MPa
Posunutí	0 mm	1,30622 mm
Součinitel bezpečnosti	2,8112 ul	15 ul

Napětí Von Mises

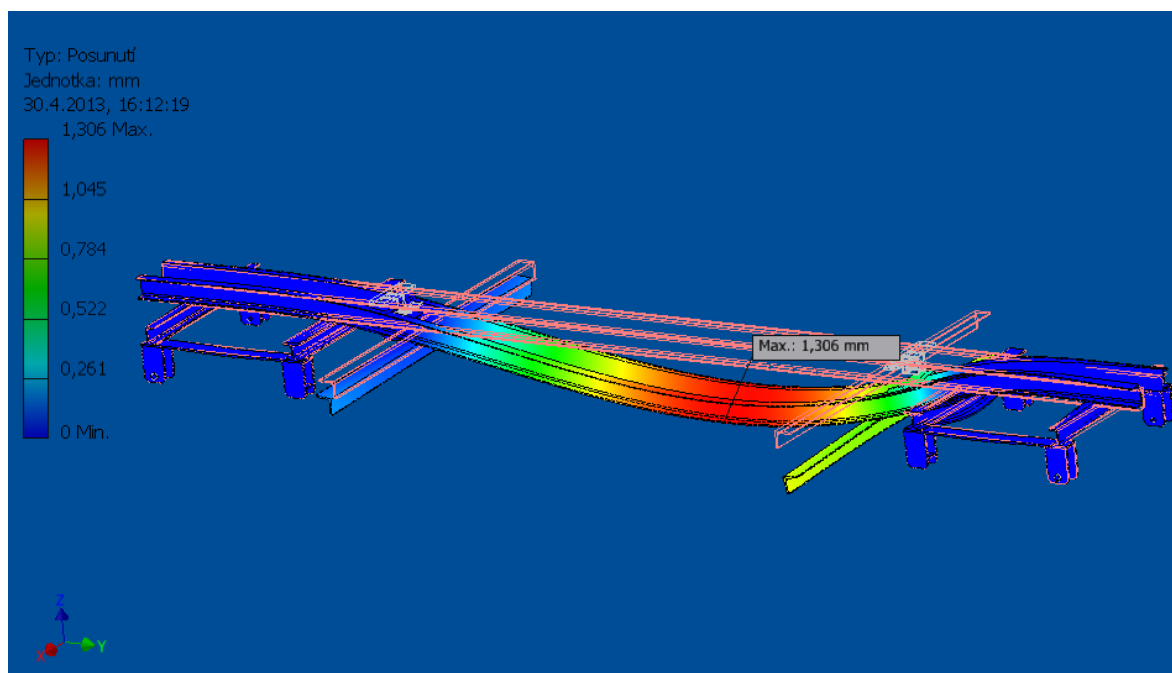


Obr. 12.11 – Napětí Von Mises



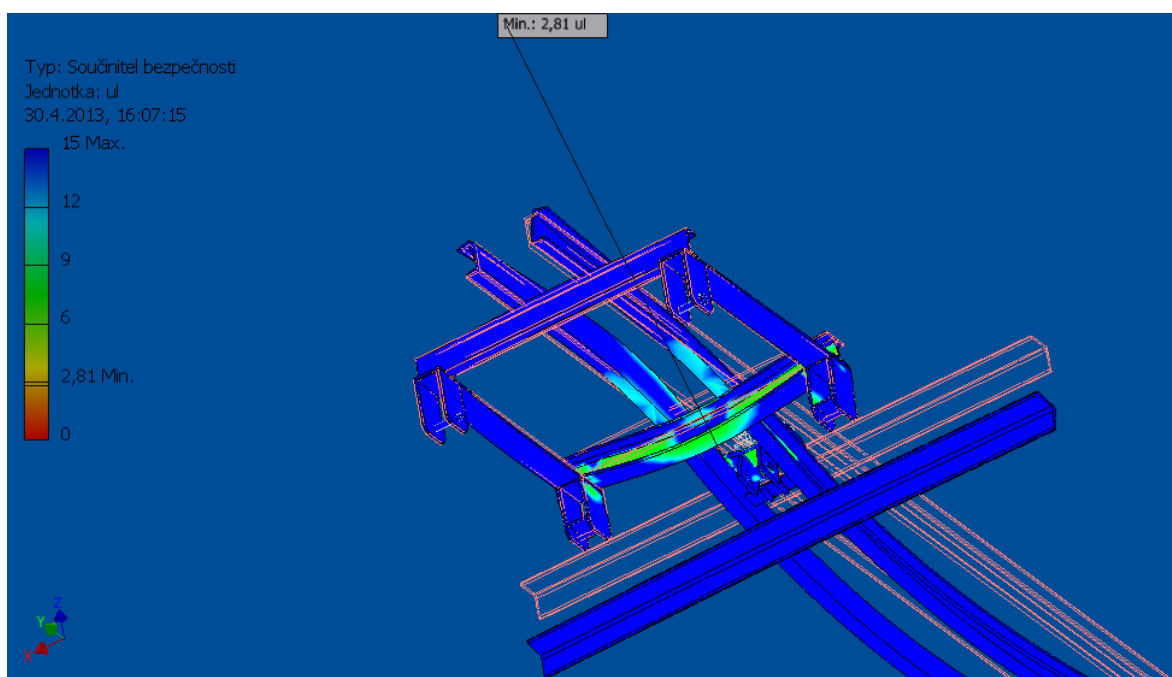
Obr. 12.1m – Napětí Von Mises, maximální napětí 73,63MPa se akumulovalo do malého bodu

Posunutí



Obr. 12.1n – Posunutí

Součinitel bezpečnosti



Obr. 12.1o – Součinitel bezpečnosti

Závěr

Jako u jediné kontroly vyšla bezpečnost menší než 3 ul. Vzhledem ale k místu výskytu, a že to je pouze bodový výskyt, budu i tuto kontrolu považovat za úspěšnou.

12.2 Pracovní rám

Tyto hodnoty se opakují pro pevnostní analýzu pracovního rámu, proto jsou uvedeny jen jednou zde:

Prům. velikost prvku (zlomek průměru modelu)	0,1
Min. velikost prvku (zlomek prům. velikosti)	0,2
Součinitel zemních těles	1,5
Max. úhel pootočení	60 deg
Vytvořit zakřivené prvky sítě	Ne
Použít pro síť sestavy měření založená na součástech	Ano

Materiály

Ocel a měkká ocel jsou uvedeny dříve.

Název	Dřevo (dub)	
Obecné	Měrná hmotnost	0,56 g/cm ³
	Mez kluzu v tahu	46,6 MPa
	Mez pevnosti v tahu	5,5 MPa
	Youngův modul	9,3 GPa
Napětí	Poissonova konstanta	0,35 ul
	Modul pružnosti	0 GPa
	Koeficient roztažnosti	0,0000049 ul/c
Tepelné napětí	Tepelná vodivost	0,14 W/(m K)
	Měrné teplo	1200 J/(kg c)

Dotyky

Všechny dotyky voleny jako vázané dotyky. Celý rám a všechny komponenty jsou svařované. Popřípadě jinak pevně spojeny.

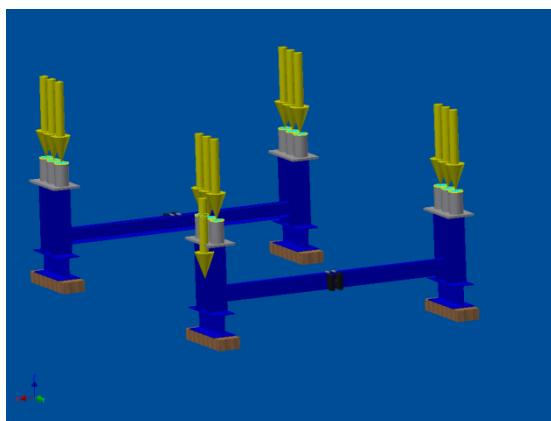
Kontrola pracovního rámu stojícího na zemi, zatíženo gravitací a silou

Pracovní rám stojí pevně na zemi a není již spojen s podvozkovým rámem.

Provozní podmínky

Typ zatížení	Gravitace
Velikost	9810,000 mm/s ²
Vektor X	0,000 mm/s ²
Vektor Y	-0,000 mm/s ²
Vektor Z	-9810,000 mm/s ²

Typ zatížení	Síla
Velikost	2600,000 N
Vektor X	0,000 N
Vektor Y	0,000 N
Vektor Z	-2600,000 N



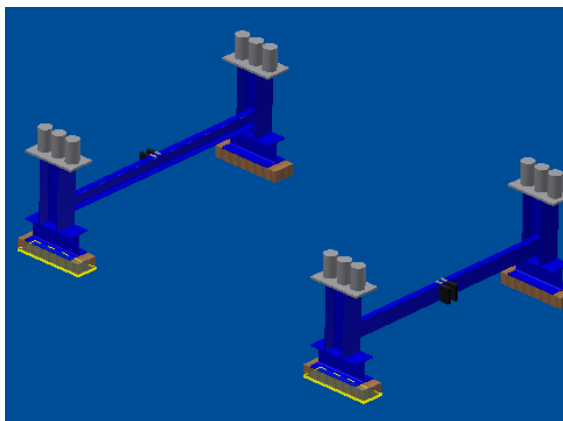
Obr. 12.2a – Směr působení sil a gravitační síly

Zde bylo použito takové zatížení, které simuluje stojící pracovní rám na zemi spolu s prázdným vibračním dopravníkem. Síly působí na plochy, které byly uměle vytvořené, na místě vibračního dopravníku.

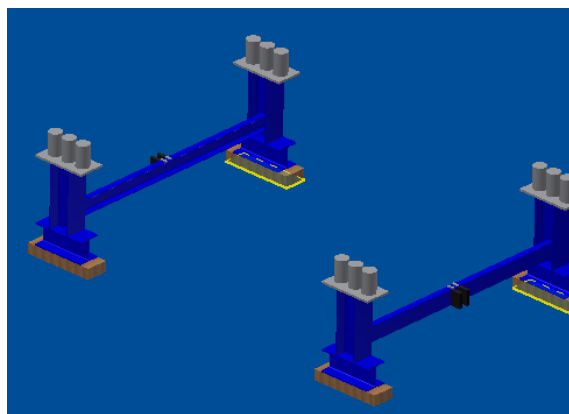
Vazby

Stroj stojí na nohách na zemi. Volil jsem tedy na dosedací plochu dvakrát pevné a dvakrát ideální vazby.

Vybrané plochy



Obr. 12.2b – Umístění pevných vazeb

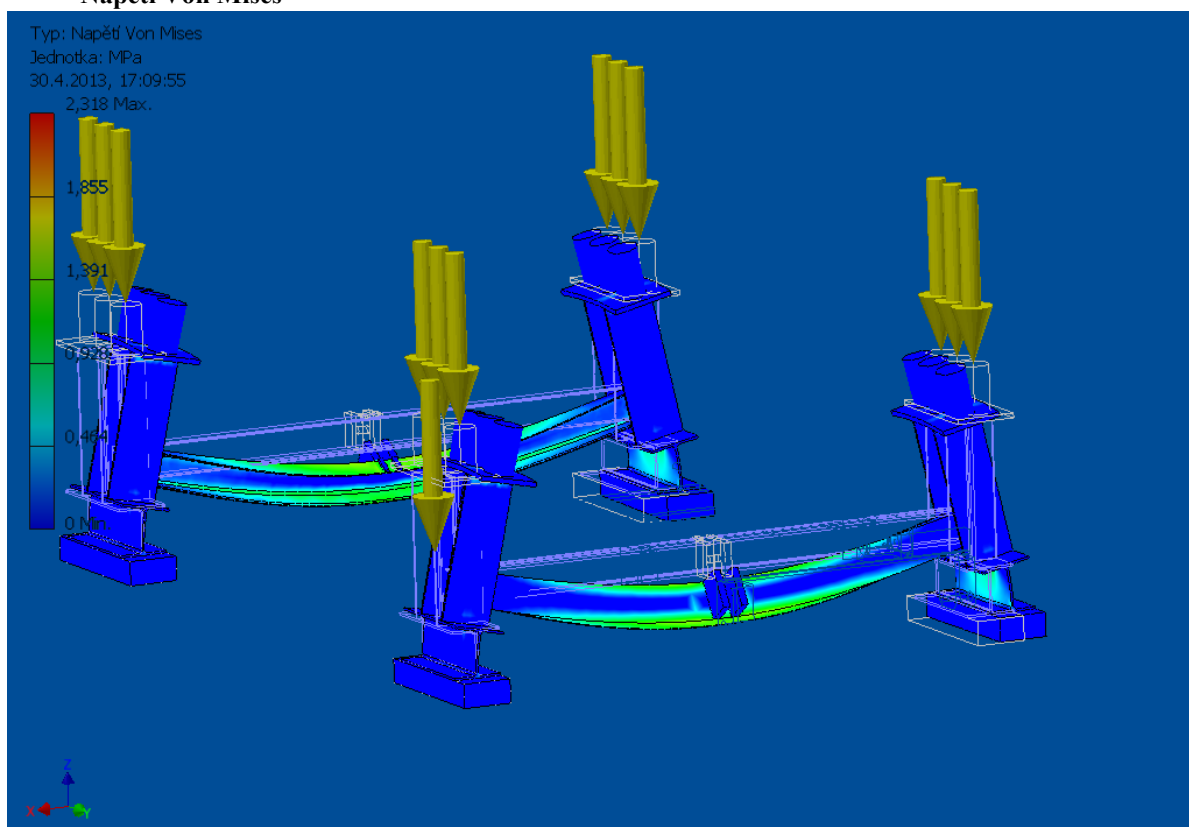


Obr. 12.2c – Umístění ideálních vazeb

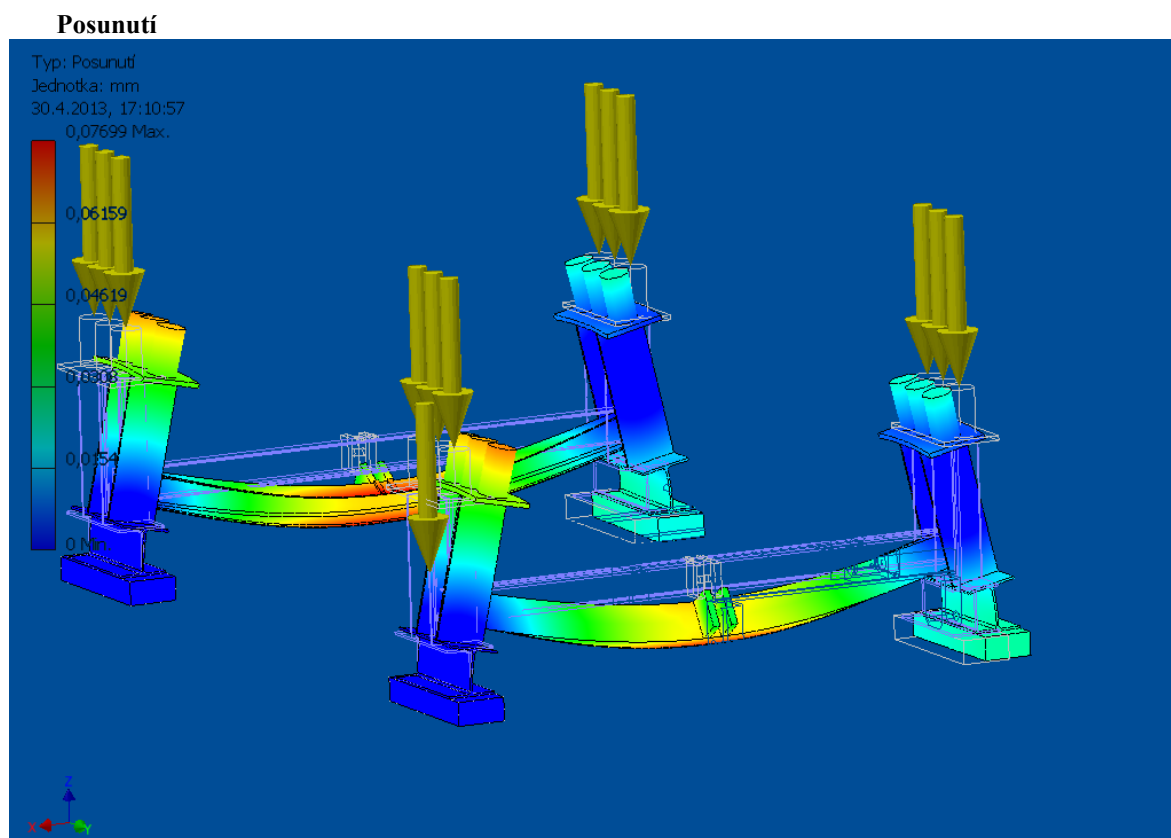
Souhrn výsledků

	Minimální	Maximální
Název		
Objem	1091160000 mm ³	
Napětí Von Mises	0,000267562 MPa	2,31845 MPa
Posunutí	0 mm	0,0769878 mm
Součinitel bezpečnosti	15 ul	15 ul

Napětí Von Mises



Obr. 12.2d– Napětí Von Mises



Obr. 12.2e– Posunutí

Závěr

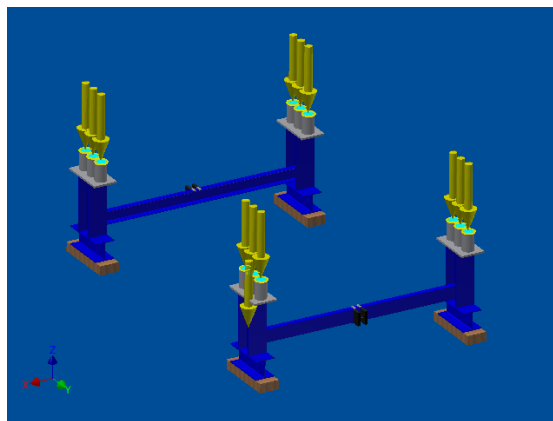
Takovéto zatížení snese rám bez problému, bezpečnost celého rámu neklesla pod 15 ul. Rámu bylo dokonce umožněno i posouvání, kterému by jinak zabránil vibrační dopravník.

Kontrola pracovního rámu stojícího na zemi, zatíženo gravitací a 2. silou

Zde stojí rám také na zemi, ale ve vibračním dopravníku je vrstva R-materiálu.

Provozní podmínky

Typ zatížení	Gravitace
Velikost	9810,000 mm/s ²
Vektor X	0,000 mm/s ²
Vektor Y	-0,000 mm/s ²
Vektor Z	-9810,000 mm/s ²



Obr. 12.2f – Vložené síly

Typ zatížení	Síla
Velikost	4600,000 N
Vektor X	0,000 N
Vektor Y	0,000 N
Vektor Z	-4600,000 N

Zde působí síly stejně jako v předchozím příkladu, ale v jiné velikosti. Na rám působí zatížení gravitační, hmotnost vibračního dopravníku a hmotnost plného zatížení od R-materiálu, který by se v dopravníku přepravoval.

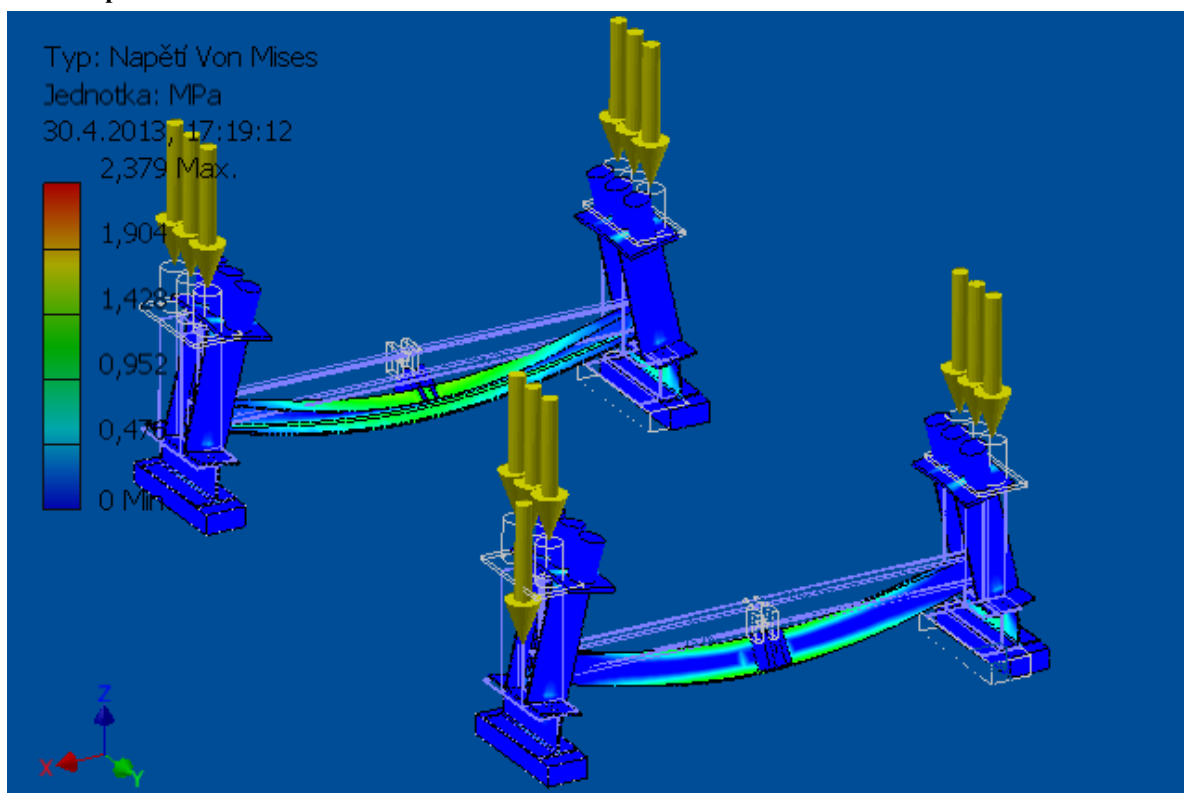
Vazby

Vazby použity stejné jako v předchozím příkladu.

Souhrn výsledků

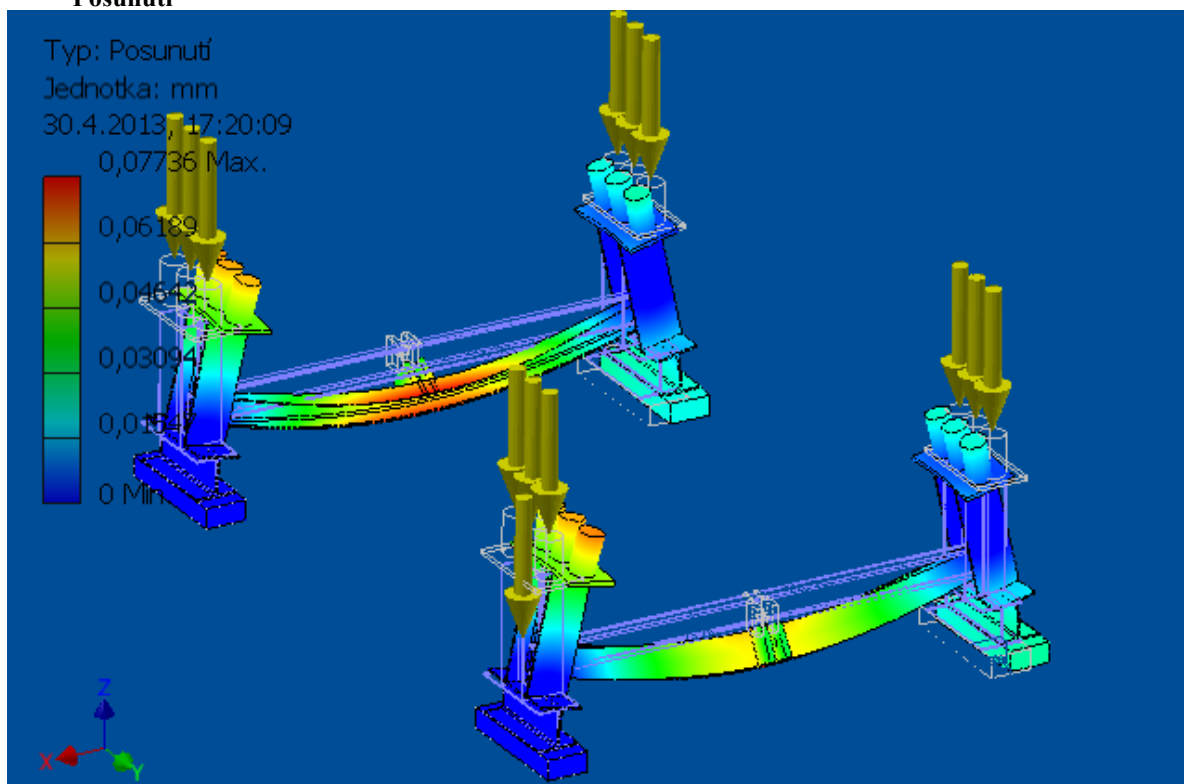
Název	Minimální	Maximální
Objem	1091160000 mm ³	
Hmotnost	625,538 kg	
Napětí Von Mises	0,000180311 MPa	2,37941 MPa
Posunutí	0 mm	0,0773618 mm
Součinitel bezpečnosti	15 ul	15 ul

Napětí Von Mises



Obr. 12.2g – Napětí Von Mises

Posunutí



Závěr

Obr. 12.2h – Posunutí

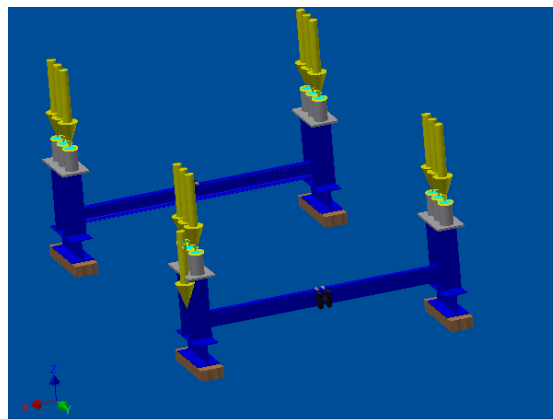
I zde vyšla bezpečnost 15 ul a to zde nebyly použity jako v předchozím případě ideální vazby.

Kontrola pracovního rámu při přepravě, zatíženo gravitací a silou

Rám je jakoby připojen k podvozkovému rámu a je připraven k přepravě.

Provozní podmínky

Typ zatížení	Gravitace
Velikost	9810,000 mm/s ²
Vektor X	0,000 mm/s ²
Vektor Y	-0,000 mm/s ²
Vektor Z	-9810,000 mm/s ²
Typ zatížení	Síla
Velikost	2600,000 N
Vektor X	0,000 N
Vektor Y	0,000 N
Vektor Z	-2600,000 N



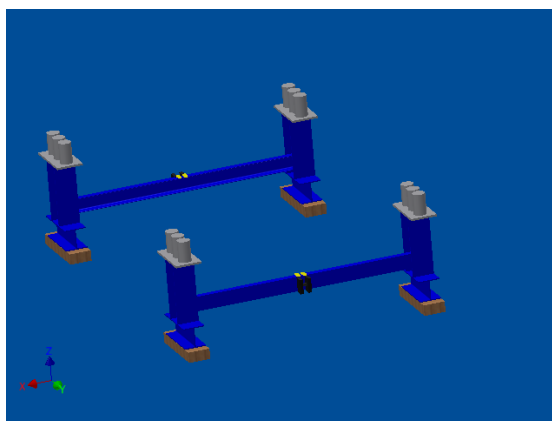
Obr. 12.2i – Směr působení sil

Zatížení zde působí kolmo k plochám, které byly vytvořeny jako náhrada za vibrační dopravník.

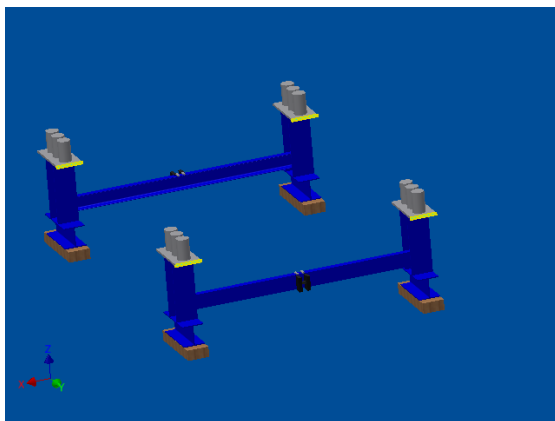
Vazby

Vazby zde byly použity pevné a ideální. Pevné vazby byly použity na plochy, které jakoby drží dopravník v přepravované poloze. Tyto plochy byly opět vytvořeny pro simulaci, aby nahradily spojení s čepem. A vazby ideální, které zajišťují směr deformace, aby se simulace podobala co nejvíce realitě. Drží zde směr X a Y, jakoby zde byl vibrační dopravník, který by tyto směry zajišťoval. Konečná bezpečnost bez těchto ideálních vazeb vycházela 2,5 ul.

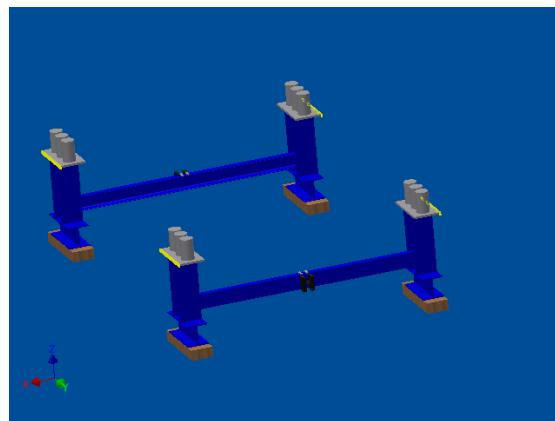
Vybrané plochy



Obr. 12.2j – Umístění pevných vazeb



Obr. 12.2k – Umístění ideálních vazeb

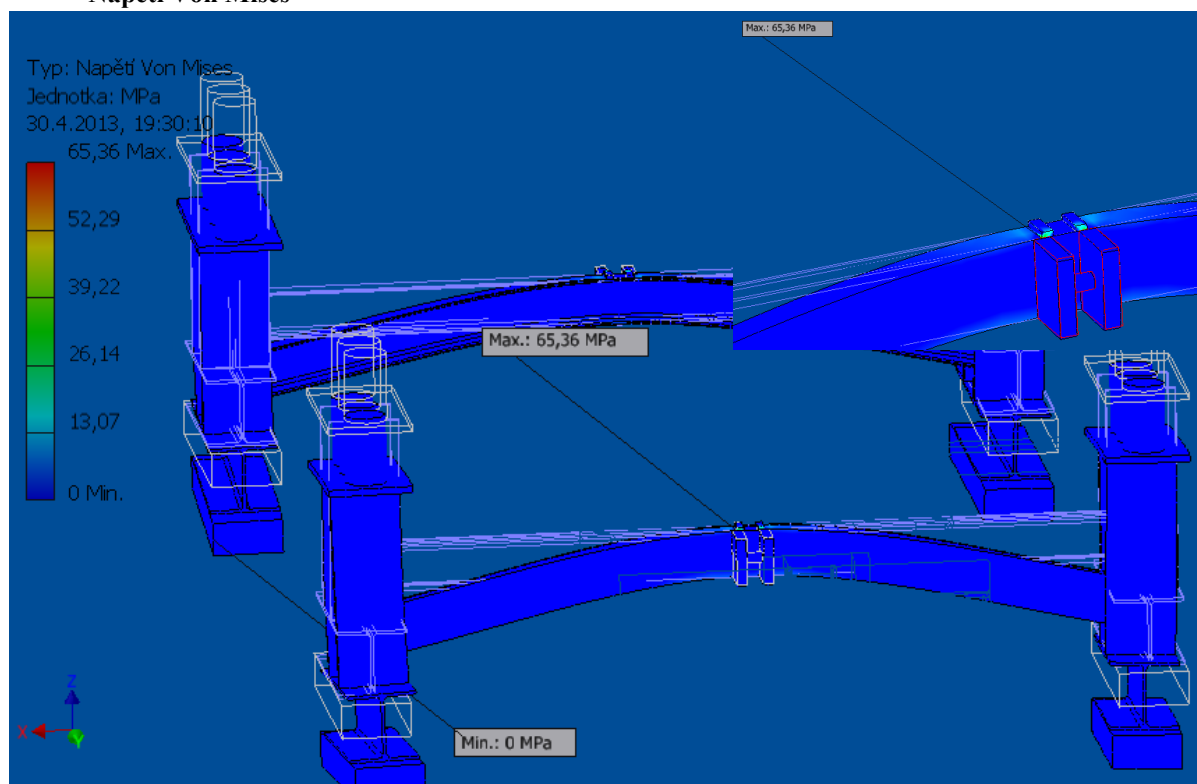


Obr. 12.2l – Umístění ideálních vazeb

Souhrn výsledků

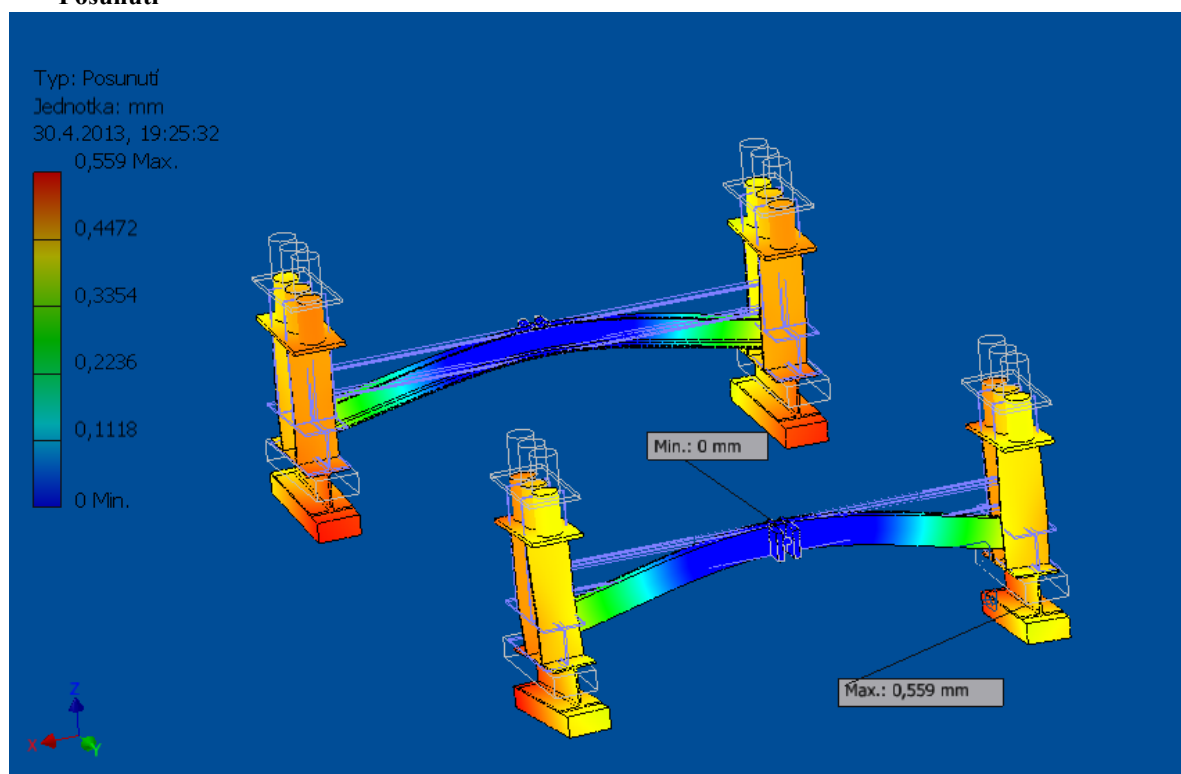
Název	Minimální	Maximální
Objem	1091160000 mm ³	
Napětí Von Mises	0,0000578995 MPa	65,3615 MPa
Posunutí	0 mm	0,559002 mm
Součinitel bezpečnosti	3,167 ul	15 ul

Napětí Von Mises



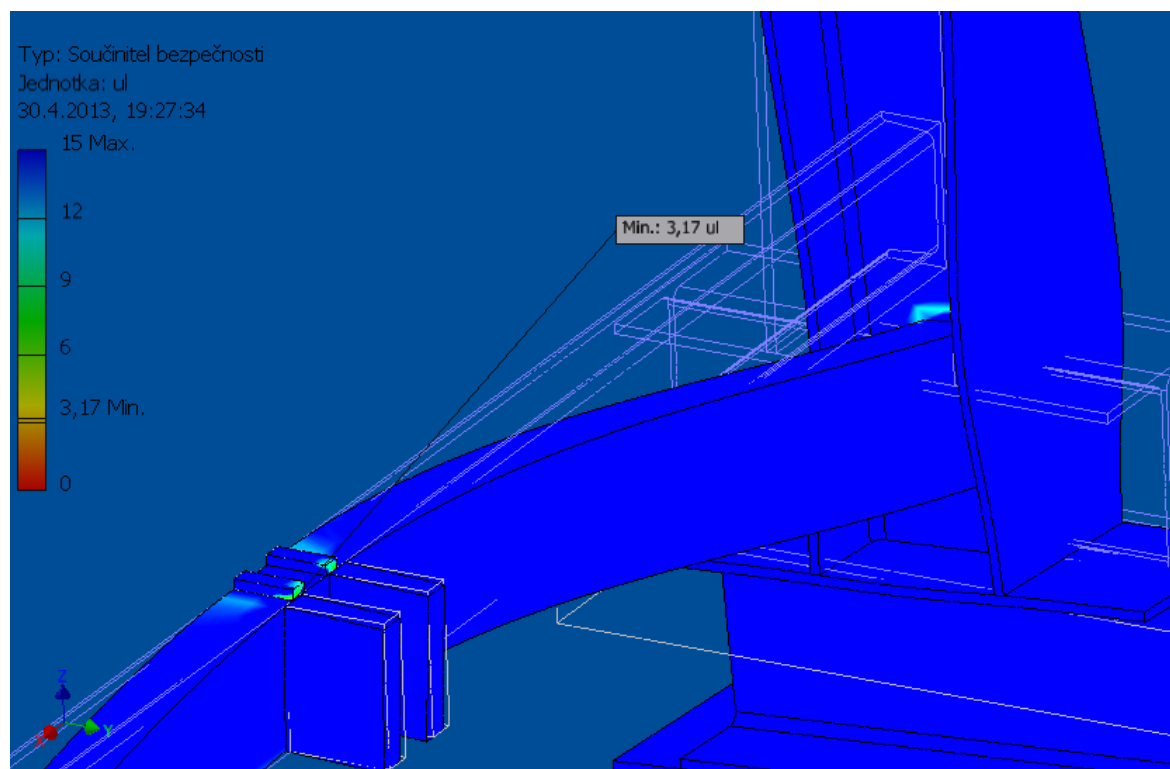
Obr. 12.2m – Napětí Von Mises, napětí vycházelo největší právě na vytvořených ploškách

Posunutí



Součinitel bezpečnosti

Obr. 12.2n – Posunutí



Obr. 12.2o– Součinitel bezpečnosti, nejmenší bezpečnost vychází na vytvořených ploškách

Závěr

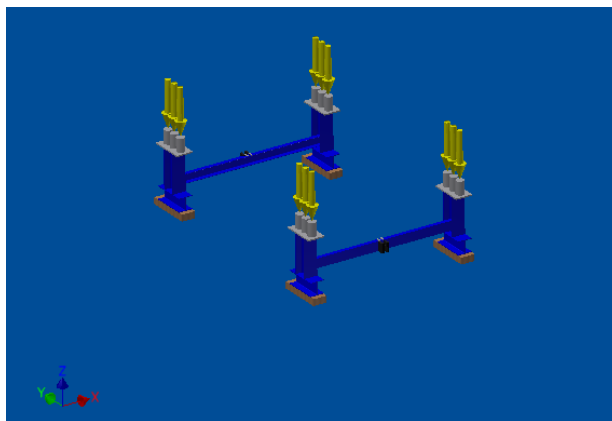
Větší bezpečnost by se dala docílit zesílením styčných ploch (vytvořených plošek). Zesílením jejich šířky a zvětšení kontaktu s „U“ profilem.

Kontrola pracovního rámu při spouštění, zatíženo gravitací a silou

Touto zkouškou se pokouším nasimulovat stav, při kterém se bude pracovní rám zvedat. Vždy by se zvedala jedna strana a pak druhá, zde v simulaci jsou zatíženy obě strany.

Provozní podmínky

Typ zatížení	Gravitace
Velikost	9810,000 mm/s ²
Vektor X	0,000 mm/s ²
Vektor Y	-0,000 mm/s ²
Vektor Z	-9810,000 mm/s ²



Obr. 12.2p – Zatížení silami

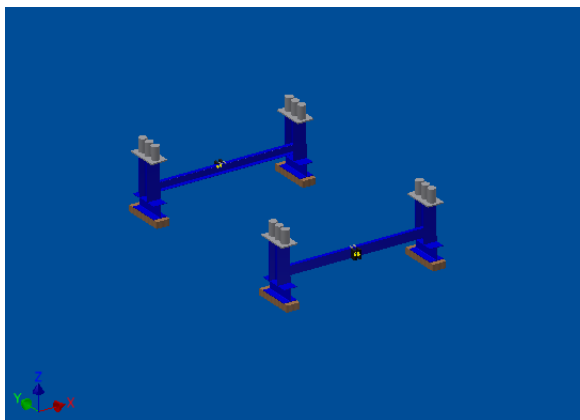
Typ zatížení	Síla
Velikost	2600,000 N
Vektor X	0,000 N
Vektor Y	0,000 N
Vektor Z	-2600,000 N

Velikost a směr zatížení zůstává stejný jako v předchozím případě.

Vazby

Ideální vazby jsou totožné s předchozím příkladem. Pevná vazba je nyní umístěna na čepu pro zvedání rámu. Čep bude sloužit pro oko háku.

Vybrané plochy

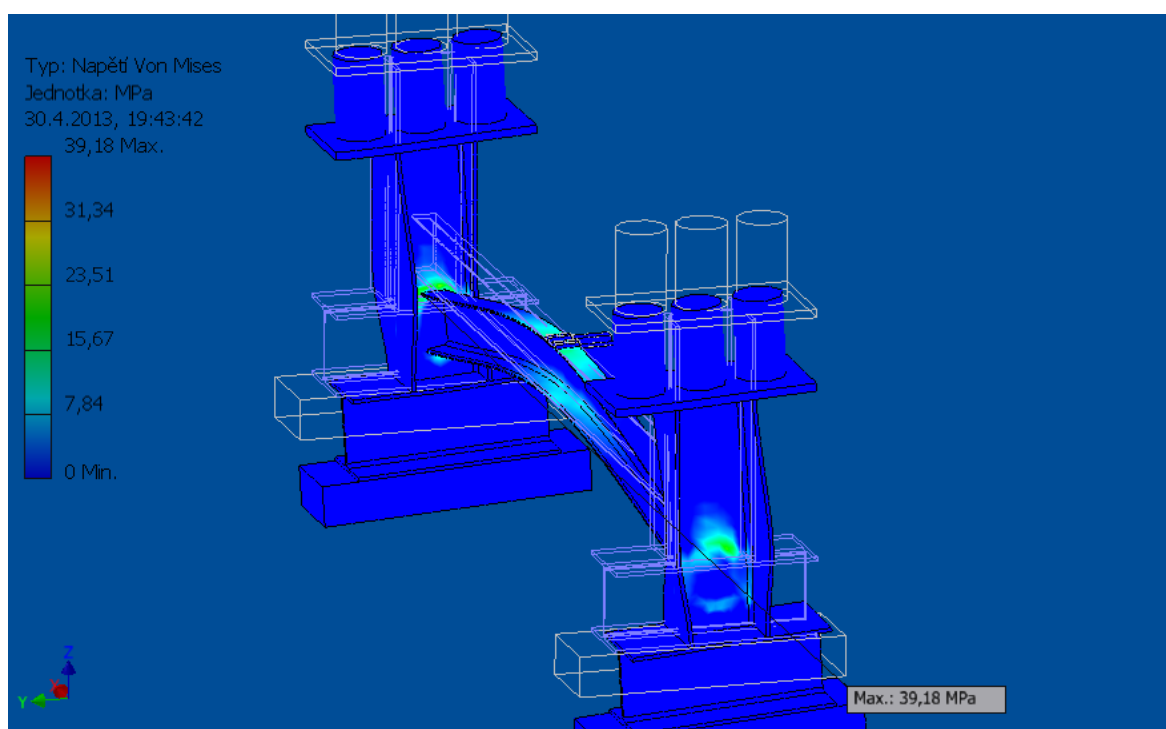


Obr. 12.2q – Použití pevných vazeb

Souhrn výsledků

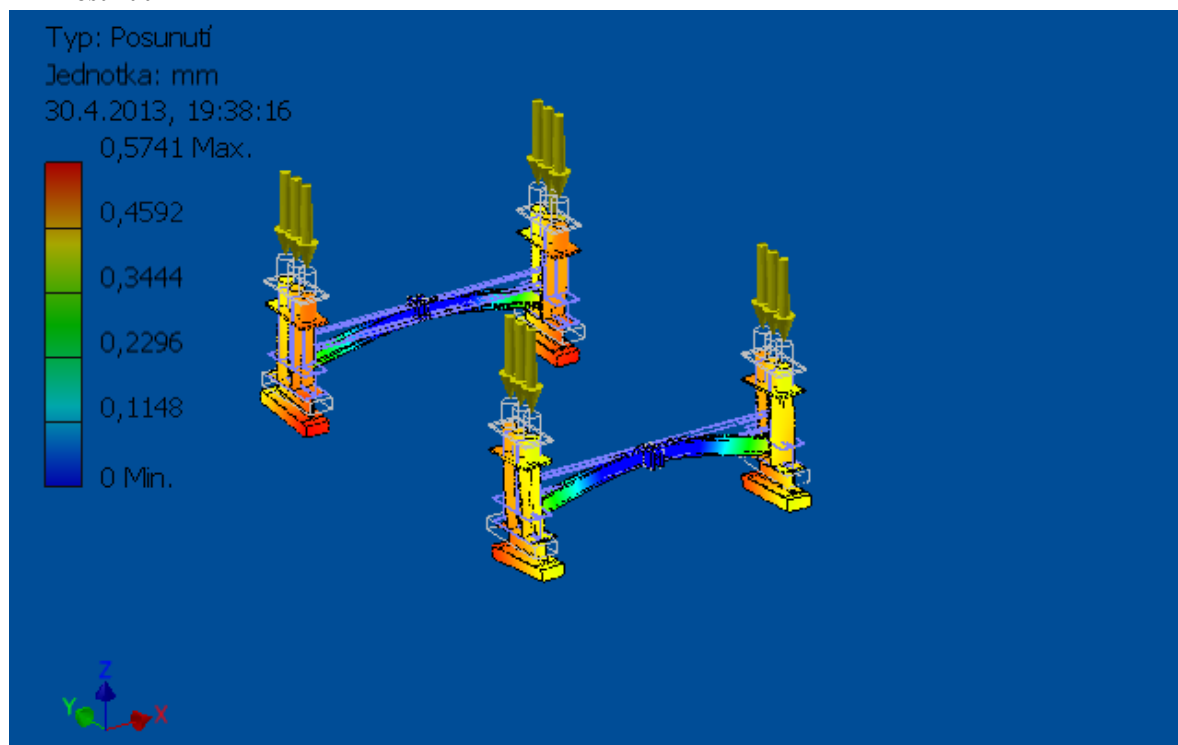
Název	Minimální	Maximální
Objem	1091160000 mm ³	
Napětí Von Mises	0,0000644297 MPa	39,1806 MPa
Posunutí	0 mm	0,574056 mm
Součinitel bezpečnosti	5,28322 ul	15 ul

Napětí Von Mises



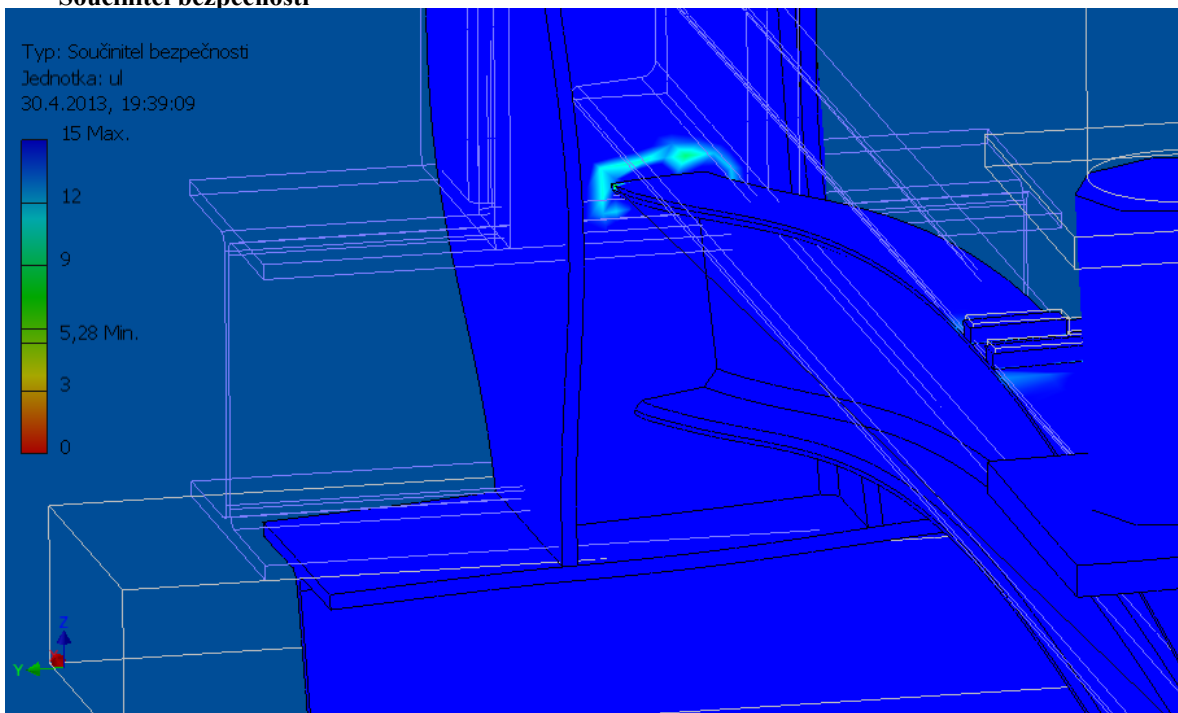
Obr. 12.2r – Napětí Von Mises, největší napětí nevychází v okolí čepu, ale na stojinách noh, kde jsou spojeny s U profilem

Posunutí



Obr. 12.2s – Posunutí

Součinitel bezpečnosti



Obr. 12.2t – Součinitel bezpečnosti, pohled na minimální bezpečnost

Závěr

Zkouška proběhla úspěšně.

13. Závěr

Jako cíl bakalářské práce jsem měl vytvořit konstrukční návrh podvozkového rámu pod soustavu stroje na recyklaci R-materiálu. Navrhnul jsem tedy rám s ohledem na maximální rozměry dané zákonem a na přípojně rozměry od vibračního dopravníku. Rámy jsou dále navrženy podle hmotnosti vibračního dopravníku a přepravovaného R-materiálu. Rám jsem rozdělil do dvou samostatných, od sebe oddělitelných částí. Důvodem tohoto rozdělení bylo, aby se nepřenášely vibrace z vibračního dopravníku na celý rám stoje. Rám se tedy skládá z podvozkového rámu, který slouží pro přepravu a jsou na něm umístěny nápravy, jedna vzadu a jedna řiditelná vpředu. Rám je složen z normalizovaných profilů, které jsou k sobě přivařeny. Kdyby se rám vyráběl, byly by tyto profily ve skutečnosti nahrazeny profily nenormalizovanými, které by se stříhaly na „míru“. Těmito skutečnostmi bych se chtěl zabývat v pozdějším studiu. Stejně tak jako navržení zabezpečení proti posunutí ve zbylých směrech. Druhý díl rámu, pracovní, se také skládá z normalizovaných profilů, které jsou k sobě přivařeny. Při přepravě bude tento rám držet připojen k podvozkovému rámu pomocí spojení čepů a spouštění tohoto rámu do pracovní polohy, tedy na zem, bude zajištěno navíjedlem. Pracovní rám je lehce předimenzován z důvodu větší tuhosti. Při spouštění a vypínání vibračního dopravníku se stroj dostane do rezonance a značně se rozkmitá, i z tohoto důvodu je rám zesílen.

Největší napětí, jakožto i nejmenší bezpečnost vyšla při pevnostní kontrole na podvozkovém rámu na přivařené ocelové desce, která zde slouží k uchycení spojení při přepravě. Toto napětí by šlo snížit zesílením ocelové desky, či přivařením z vrchu tak, jak je připevněna kladka na pracovním rámu. Dále jsem k práci vypracoval jak sestavné tak výrobní výkresy.

14. Literatura

- [1] Wikipedie. [online]. [cit. 2013-05-11]. Dostupné z: citace:
<http://cs.wikipedia.org/wiki/P%C5%99%C3%ADv%C4%9Bs>
- [2] VLK, František. *Podvozky motorových vozidel: 3. přepracované, rozšířené a aktualizované vydání*. 1. vydání. Brno: TINLIB, 2006. ISBN 80-239-6464-X.
- [3] KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ SILNIČNÍCH VOZIDEL v MHD: Brzdy a brzdové soustavy. [online]. [cit. 2013-05-15]. Dostupné z: <http://kds.vsb.cz/mhd/konstrukce-brzdy.htm>
- [4] VLADIMÍR MYNÁŘ A KOLEKTIV. *Části strojů: Spojovací části*. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská, 1975. ISBN 80-7078.
- [5] Vibration Analyzer Vibropen. [online]. [cit. 2013-05-15]. Dostupné z: <http://www.bowers.co.uk/products/show/8648>
- [6] Tlak v kapalinách a plynech. [online]. [cit. 2013-05-15]. Dostupné z: http://fyzikazuzu.webzdarma.cz/tlak_v_kapalinach_a_plynech.htm
- [7] Praga V3S M6 nosič kontejnerů. [online]. [cit. 2013-05-15]. Dostupné z: <http://www.rbservis.cz/praga-v3s-m6-nosic-kontejneru>
- [8] Pneumatické zařízení. [online]. [cit. 2013-05-15]. Dostupné z: http://cs.wikipedia.org/wiki/Pneumatick%C3%A9_za%C5%99%C3%ADzen%C3%AD
- [9] Pneumatický zvedák J-3. [online]. [cit. 2013-05-15]. Dostupné z: <http://www.rubbervulk.cz/pneuservisni-vybaveni/?purl=727308-pneumaticky-zvedak-j-3>
- [10] Lineární aktuátory. [online]. [cit. 2013-05-15]. Dostupné z: <http://www.transmotec.cz/linearni-aktuatory/>
- [11] Šroubové zvedáky. [online]. [cit. 2013-05-15]. Dostupné z: sps.watzke.cz/dl/mat/sps/23_zvedaky_kladkostroje.odt
- [12] Zdvihací zařízení. [online]. [cit. 2013-05-15]. Dostupné z: http://eamos.pf.jcu.cz/amos/kat_fyz/modules/low/kurz_text.php?identifik=kat_fyz_7356_t&id_kurz=&id_kap=11&id_teach=&kod_kurzu=kat_fyz_7356&id_kap=11&id_set_test=&search=&kat=&startpos=2
- [13] Navíjecí zařízení. [online]. [cit. 2013-05-15]. Dostupné z: http://www.google.cz/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=6&ved=0CE0QFjAF&url=http%3A%2F%2Fwww.issunicov.cz%2Fps%2Findex.php%3Foption%3Dcom_phocadownload%26view%3Dcategory%26download%3D9%3Adopravni-stroje-na-dopravu-tuhych-latek--navijedla

- [14] Schwarzmüller. [online]. [cit. 2013-05-15]. Dostupné z:
<http://www.schwarzmuller.com/cs/nova-vozidla/plosinova-valnikova-vozidla/valnikove-navesy/3-napravovy-valnikovy-naves-se-stahovatelnou-plachtou-lehke-provedeni.html>
- [15] Schwarzmüller. [online]. [cit. 2013-05-15]. Dostupné z:
<http://www.schwarzmuller.com/cs/nova-vozidla/plosinova-valnikova-vozidla/valnikove-privesy/2-napravovy-valnikovy-prives-pro-stavebni-materialy.html>
- [16] Zavěšení kol. [online]. [cit. 2013-05-15]. Dostupné z:
<http://cs.autolexicon.net/articles/zaveseni-kol/>
- [17] VIBROS. *Vibrační dopravník* [ipt].
- [18] Točny. [online]. [cit. 2013-05-15]. Dostupné z:
<http://obchod.fimas.cz/fimas/eshop/4-1-TOCNY>
- [19] ING. PAVEL VÁVRA A KOLEKTIV. *Strojírenské tabulky: pro SPŠ strojnické*. 1. vydání. Praha: SNTL, 1983. ISBN DT 621.7.
- [20] LEIVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojírenské tabulky: Třetí doplněné vydání*. 3. vydání. Praha: Albra, 2006. ISBN 80-7361-033-7.
- [21] Listová pružnice. [online]. [cit. 2013-05-15]. Dostupné z:
http://www.vagony.cz/pojezdy/vypruzeni/listova_pruznice.html
- [22] PTÁČEK, Petr a Aleš KAPLÁNEK. *Přeprava nákladu: v silniční a nákladní dopravě*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2002. ISBN 80-7204-257-2.
- [23] JAN, Zdeněk a Bronslav ŽDÁNSKÝ. *Automobily I: Podvozky*. Brno: Avid, 2006. ISBN 80-903671-3-5.

15. Přílohy

15.1 Výkresová dokumentace

SB3KVS01-0016-01	Sestava
SB10	Seznam položek
SB09	Koncepční sestava
SB06	Podvozkový rám
SB05	Pracovní rám
SB01	Kladka
SB02	Čep 40
SB03	Střední díl
SB04	Spodní PL

15.2 VÝPOČET SIL

Zde jsou uvedeny výpočty sil vzniklých hmotností materiálu.

Hmotnost vibračního dopravníku (Hvd): 3100kg

Hmotnost R-materiálu (HR): 2400kg

Hmotnost pracovního rámu (Hpr): 350kg

Gravitace (g): $9810 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-2}$

2. Kontrola podvozkového rámu při přepravě, zatíženo gravitací a silou

$$F = (Hvd + Hpr) \cdot g \quad (15.1)$$

$$F = (3100 + 350) \cdot 9,81$$

$$F \doteq 34500 \text{ N}$$

Jedna síla pak:

$$F_2 = \frac{34500}{4} = 8625 \text{ N} \quad (15.2)$$

3. Kontrola podvozkového rámu při spouštění, zatíženo gravitací a silou

$$F = (H_{vd} + H_{pr}) \cdot g \quad (15.3)$$

$$F = (3100 + 350) \cdot 9,81$$

$$F \doteq 34500N$$

Jedna síla pak:

$$F_3 = \frac{34500}{2} = 17250N \quad (15.4)$$

4. Kontrola pracovního rámu stojícího na zemi, zatíženo gravitací a silou

$$F = H_{vd} \cdot g \quad (15.5)$$

$$F = 3100 \cdot 9,81$$

$$F \doteq 31000N$$

Jedna síla pak:

$$F_4 = \frac{31000}{12} \doteq 2600N \quad (15.6)$$

5. Kontrola pracovního rámu stojícího na zemi, zatíženo gravitací a 2. silou

$$F = (H_{vd} + H_R) \cdot g \quad (15.7)$$

$$F = (3100 + 2400) \cdot 9,81$$

$$F \doteq 55000N$$

Jedna síla pak:

$$F_5 = \frac{55000}{12} \doteq 4600N \quad (15.8)$$

Zatížení respektive velikost sil u 6. a 7. kontroly je shodná s výpočtem číslo 4.